КОНСТРУИРОВАНИЕ МАШИН

2

КОНСТРУИРОВАНИЕ МАШИН

Справочно-методическое пособие

В ДВУХ ТОМАХ

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ
К.В. Фролов, И.С. Силаев,
А.П. Гусенков, А.Ф. Каменев, А.Ф. Крайнев

621.8
К-64

КОНСТРУИРОВАНИЕ МАШИН

2 ТОМ

ПОД ОБЩЕЙ РЕДАКЦИЕЙ
академика К. В. Фролова

70911-70915

70915
Библиотека
Гос. ТИП и ДП
№

МОСКВА «МАШИНОСТРОЕНИЕ» 1994

ББК 34.44я2
К65
УДК 621.81.001.66(035)

Авторы тома: А. Ф. Крайнев, А. П. Гусенков, В. В. Болотин, Ю. Н. Дроздов, В. П. Когаев, Н. А. Махутов, Е. Г. Нахапетян, Б. М. Базров, Г. Б. Евгенев, В. Г. Лютцау, А. Ф. Прохоров, А. Н. Романов, А. В. Рыбаков, А. И. Тананов, Ю. В. Зеленев, В. В. Семин, М. З. Хостикоев, А. М. Шитов, П. В. Поляков, З. В. Игнатьева, В. Н. Пучков, А. Н. Поляков, Н. П. Алешин, М. М. Гаденин

Рецензент Ю. С. Мильман

Научные редакторы: А.Ф.Крайнев, А.П.Гусенков

Федеральная целевая программа книгоиздания России

К65 **Конструирование машин:** Справочно-методическое пособие: в 2-х т. Т. 2/А. Ф. Крайнев, А. П. Гусенков, В. В. Болотин и др.; Под ред. академика К. В. Фролова. — М.: Машиностроение, 1994. — 624 с.: ил.
ISBN 5-217-01069-X

Во втором томе приведены принципы конструирования механических передач, муфт, соединений, уплотнений и систем смазывания. Изложены рекомендации по обеспечению надежности, точности и технологичности изделий, мероприятия повышения прочности и износостойкости, основные методы испытания и диагностические системы. Приведены характеристики материалов. Даны основы автоматизации конструирования.

Для инженерно-технических работников; будет полезно преподавателям и студентам вузов, экспертам и изобретателям

К $\frac{2702000000-048}{038(01)-94}$ 88–92

ББК 34.44я2

СПРАВОЧНОЕ ИЗДАНИЕ

КРАЙНЕВ Александр Филиппович, ГУСЕНКОВ Анатолий Петрович, БОЛОТИН Владимир Васильевич и др.

КОНСТРУИРОВАНИЕ МАШИН. Т. 2

Редакторы *И. С. Форстен, Н. П. Гурвич*
Переплет художника *С. Н. Орлова*
Художественный редактор *С. Н. Голубев*
Технический редактор *И. Н. Раченкова*
Корректоры *Н. Г. Богомолова, Л. А. Ягупьева*

ИБ № 6693

ЛР № 080003 от 15.08.91 г.

Сдано в набор 11.06.91. Подписано в печать 27.05.94. Бумага офсетная. Формат 70x100/16. Гарнитура литературная
Печать офсетная. Усл. печ. л. 50,7. Усл. кр. отт. 50,7. Уч.-изд. л. 64,82.
Тираж 3000 экз. Заказ 329 т. «С»

Издательство «Машиностроение», 107076, Москва, Б-76, Стромынский пер., 4
Отпечатано в Московской типографии № 4 Министерства печати и информации Российской Федерации, 129041, Москва, Б. Переславская ул., 46 с диапозитивов, изготовленных в типографии НИИ «Геодезия», г. Красноармейск Московской области

ISBN 5-217-01069-X (Т.2)
ISBN 5-217-01067-3

© А. Ф. Крайнев, А. П. Гусенков, В. В. Болотин и др.; издательство «Машиностроение», 1994

Раздел третий

КОНСТРУИРОВАНИЕ И ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ

Глава 17

ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ КОНСТРУКТИВНОЙ РЕАЛИЗАЦИИ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ЗАДАЧ

17.1. АЛЬТЕРНАТИВНОСТЬ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ

Получение возможных вариантов

Современное конструирование немыслимо без анализа альтернативных решений. Нельзя останавливаться на одном варианте схемы, компоновки, геометрии элементов, даже если на первый взгляд этот вариант представляется лучшим. Нельзя переходить к этапу оптимизации параметров конструктивного решения, пока не будет уверенности в том, что испробованы обозримо возможные пути и приемы получения и других вариантов.

Процесс выбора компоновочных схем и конструктивных решений должен быть подчинен определенной системе. Для этой цели могут быть в каждом конкретном случае составлены таблицы, матрицы, в которые сводятся возможные сочетания компоновочных и конструктивных решений. Для получения различных вариантов может быть использован метод инверсий, заключающийся в обращении функции, формы и расположения деталей (рис. 17.1). В частности, в механизмах меняют местами входное и неподвижное звенья, направляющую и направляемую, охватываемую и охватывающую детали. Наряду с построением таблиц возможных вариантов используют другой путь — последовательное конструктивное преобразование схемы. Кроме инверсии используют также изменение соотношений размеров, чередования, размещения элементов и т. п. (см. рис. 17.2). Последующая задача заключается в сопоставлении полученных вариантов и сочетаний.

Примеры инверсии конструктивных элементов приведены на рис. 17.1. На рис. 17.1, *а* показана винтовая передача, которая имеет короткий винт *1* и длинную гайку *2*, а на рис. 17.1, *б*, наоборот, — длинный винт и короткую гайку.

Резьбу в длинной гайке нарезать труднее, чем на длинном винте, а, кроме того, при одном и том же осевом перемещении гайки решение, данное на рис. 17.1, *б*, будет иметь меньшие осевые размеры.

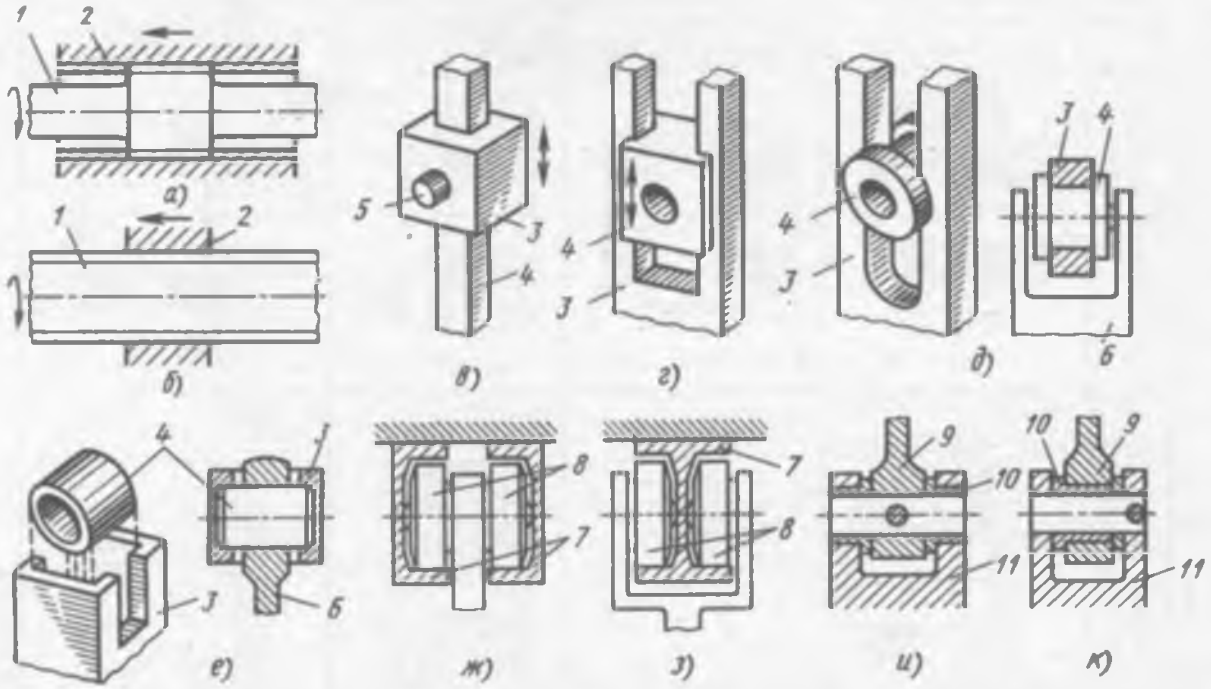


Рис. 17.1. Варианты решений, получаемые инверсией элементов формы

На рис. 17.1, *в* показан ползун *3*, охватывающий направляющую *4*, а на рис. 17.1, *г* ползун размещен в пазу направляющей. В схеме на рис. 17.1, *в* ползун может быть соединен с сопряженной деталью через консольные цапфы *5*, а в схеме на рис. 17.1, *г* возможно выполнение сквозного отверстия, но размеры поперечного сечения направляющей в этой схеме больше, чем в схеме на рис. 17.1, *в*.

Ползун *3* (рис. 17.1, *д*) может быть выполнен в виде ролика с ребордами, расположенными снаружи направляющей *4*. Сопряженная с роликом деталь *6* выполнена в виде вилки, охватывающей направляющую. На рис. 17.1, *е* ролик *3* без реборд и расположен в пазах направляющей *4*. Сопряженная с роликом деталь *6* размещена в пазу направляющей. Схема компактнее, чем схема, данная на рис. 17.1, *д*.

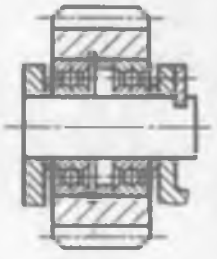
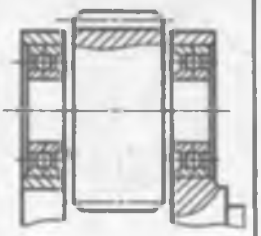
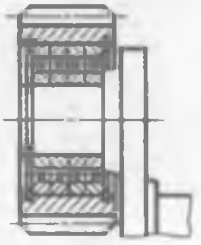
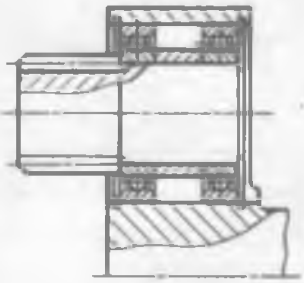
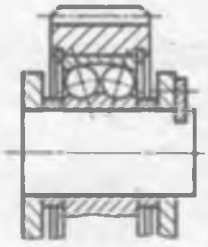
Варианты размещения катков *8* подвижной тележки внутри и снаружи направляющей балки соответственно показаны на рис. 17.1, *ж*, *з*. В схеме на рис. 17.1, *з* направляющая легче, чем в схеме на рис. 17.1, *д*, но в схеме на рис. 17.1, *ж* закрыты подвижные катки и несколько проще выполнена подвеска тележки.

Исполнения шарнира с размещением подшипников скольжения *10* в охватывающей *11* и в охватываемой *9* детали приведены соответственно на рис. 17.1, *и*, *к*. Для конструкции, выполненной по схеме рис. 17.1, *и*, характерны большие размеры и большие расходы антифрикционного материала для подшипников.

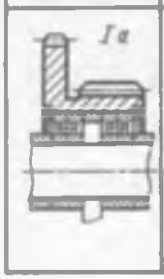
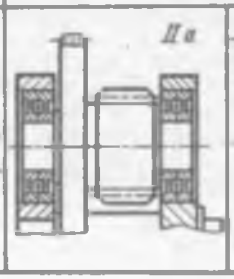
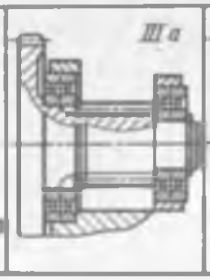
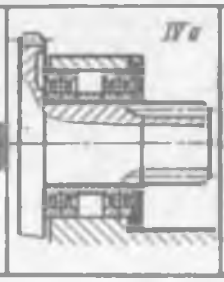
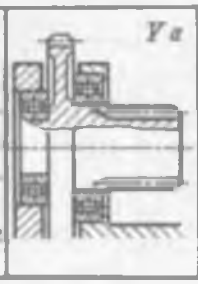
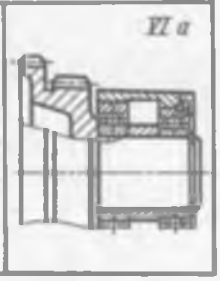
При получении вариантов с помощью инверсии и отборе их для дальнейшей проработки всесторонне анализируют получаемые свойства. Ниже приведены лишь отдельные фрагменты этого анализа.

В качестве примера сочетаний различных деталей в табл. 17.1 и 17.2 даны варианты соответственно одновенцовых и двухвенцовых сателлитов планетарной передачи [1]. Для одновенцового сателлита (табл. 17.1) возможны четыре варианта (I—IV слева направо) расположения двух подшипников. Каждая схема имеет свои преимущества и недостатки. Например, схема I обусловливает возможность исполнения неразъемного водила по типу «беличья клетка», обладающего наибольшей крутильной жесткостью, что в совокупности с симметрией расположения сателлита благоприятно сказывается на работе зубчатых зацеплений. В схеме II водило обычно не может быть выполнено неразборным и имеет наиболее сложную конструкцию. При этом подшипники находятся

17.1 Варианты исполнений одновенцового сателлита

Расположение сателлита	Симметричная компоновка		Консольная компоновка	
	Подшипники в теле сателлита	Подшипники в теле водила	Подшипники в теле сателлита	Подшипники в теле водила
На двух стандартных шарикоподшипниках				
На одном стандартном сферическом шарикоподшипнике		—		—

17.2 Варианты исполнений двухвенцового сателлита

Расположение подшипников					
в сателлите	в водиле				
 Ia	 IIa	 IIIa	 IVa	 Va	 VIa

в наиболее благоприятных условиях, так как имеют вращающиеся внутренние кольца.

Схема III наиболее компактна, но консольные оси сателлитов имеют наименьшую жесткость. В схеме IV водило неразборное, наиболее простое в изготовлении, но подшипники наиболее нагружены по сравнению с подшипниками в других схемах и нагрузка по длине зуба распределяется неравномерно из-за консольного расположения сателлита. Схемы I и III применяют при больших передаточных отношениях в одном ряду, а схемы II и IV — при малых передаточных отношениях, что обусловлено возможностью расположения подшипников в теле сателлита или в водиле.

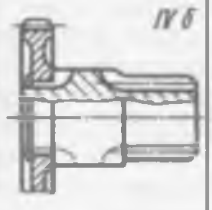
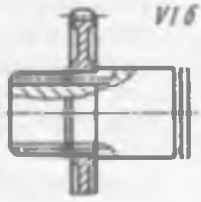
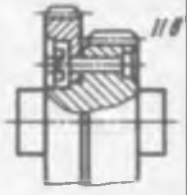
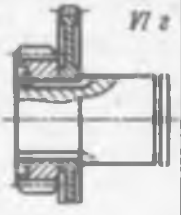
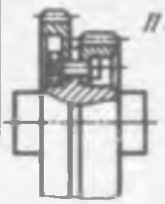
Подобный анализ позволяет выбрать наиболее подходящий вариант компоновки. Из данного примера видно, что число вариантов не может быть более четырех. Однако возможно большое число конструктивных решений отдельных деталей и элементов. В частности, могут быть использованы подшипники качения и подшипники скольжения, в сателлите расположены два или один подшипник, могут быть использованы шариковые и роликовые подшипники качения (с двумя кольцами, с одним кольцом и с дорожками качения в теле сателлита и поверхности оси). Однако не все решения допустимы в приведенных вариантах. Например, на одном сферическом подшипнике может быть установлен сателлит в схемах I и III, а в схеме IV подшипники могут быть одинаковыми из условия технологичности и уменьшения номенклатуры деталей или различными из условия распределения между ними нагрузки. В табл. 17.1 приведены только два варианта расположения сателлита, остальные могут быть дополнены в соответствии с перечисленными конструктивными решениями.

В табл. 17.2 число вариантов расположения подшипников увеличено до 6, если не учитывать возможность исполнений варианта I на двухопорных и консольных осях, установленных в водиле. Из приведенных вариантов в большинстве случаев V и VI нерациональны.

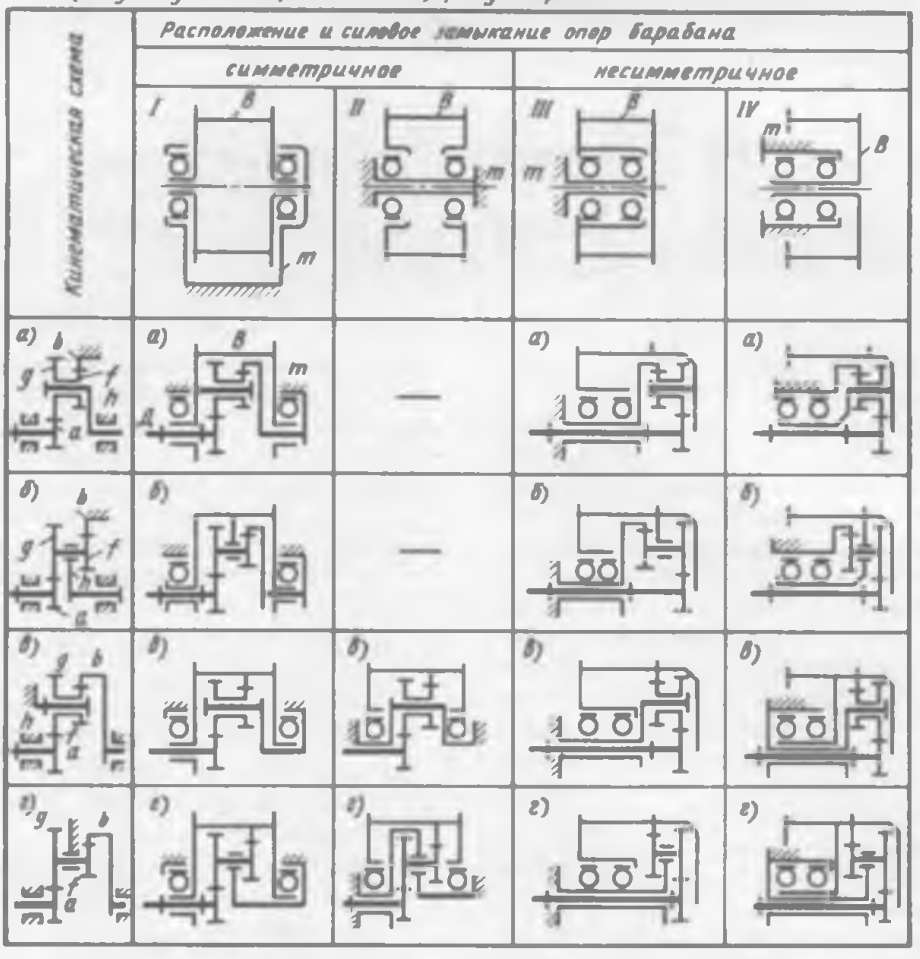
Число сочетаний наряду с перечисленными конструктивными исполнениями подшипников может быть увеличено за счет вариантов соединения деталей сборных сателлитов (табл. 17.3), а также за счет выполнения одного из венцов раздвоенным.

Возможные компоновочные и конструктивные исполнения могут быть получены при совокупном использовании, например, вариантов I—VI (табл. 17.2) и вариантов *а, б, в, г, д* (табл. 17.3). Примеры таких совокупных решений обозначены I*а*, I*б*, II*в* и т. п. Анализ сочетаний и заданных условий позволит выбрать оптимальное исполнение узла.

17.3 Варианты исполнений сателлита, составленного из нескольких деталей

Соединение из двух деталей				Соединение из трех деталей	
шлицевое			штифтовое	шлицевое	штифтовое
 I б	 IV б	 VI б	 II в	 VI г	 II д

17.4 Варианты компоновок механизма со встроенным в барабан (ступицу колеса, шкив и т.д) редуктором



Аналогичный путь построения вариантов может быть использован при разработке более сложных сочетаний элементов и звеньев. В табл. 17.4 в качестве такого примера приведены возможные варианты редуктора с двухвенцовым сателлитом, встроенного в барабан лебедки. Даны, в частности, компоновочные решения I—IV расположения опор. Число этих вариантов может быть увеличено, например, за счет использования комбинированного исполнения вариантов I и II (один подшипник с неподвижным внутренним, другой — с неподвижным внешним кольцом). Но этот вариант может быть причислен к разновидности варианта II, суть которого заключается в осуществлении жесткой связи между опорами, проходящей внутри барабана.

Варианты *а—г* конструктивных решений редуктора получаются за счет инверсии выходного и неподвижного звеньев, при которой передаточное отношение изменяется на единицу:

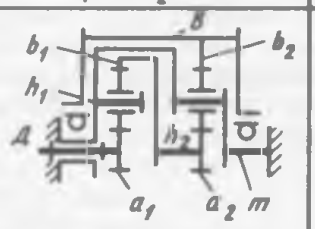
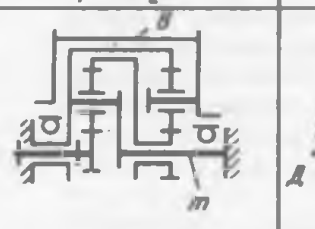
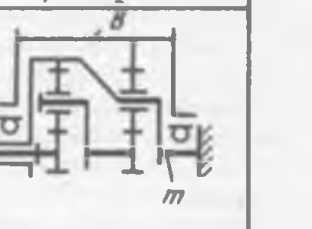
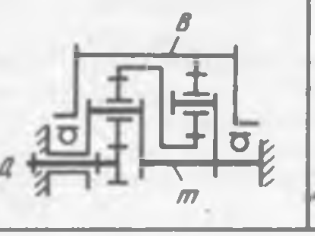
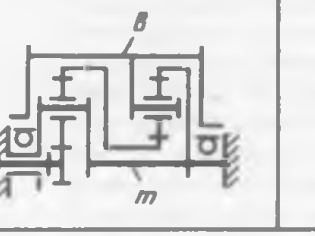
$$i^{(m)}_{Д-B} = 1 - i^{(B)}_{Д-m},$$

где $i^{(m)}_{Д-B}$ и $i^{(B)}_{Д-m}$ — передаточные отношения, в которых индексы *Д*, *B*, *m* обозначают входное, выходное и неподвижное звенья соответственно.

Кроме того, число вариантов может быть увеличено за счет использования различных конструктивных исполнений сателлита и водила (см. табл. 17.2).

В табл. 17.4 показаны лишь варианты I и IV из табл. 17.2 и приведены получаемые при этом сочетания. Число сочетаний компоновочных и конструктивных решений в данном примере может быть увеличено при использовании в нем другой принципиальной схемы редуктора, составленной из двух однорядных механизмов. Возможны варианты схем этого редуктора, если свести в таблицу сочетания вариантов, получаемых за счет инверсии и размещения соединительного звена между двумя составляющими однорядными механизмами.

17.5 Варианты компоновки II встраивания редуктора в барабан (см. табл. 17.4)

Размещение соединительного звена	Варианты соединения звеньев		
	b_1 и a_2; h_1 и h_2	b_1 и a_2; h_1 и b_2	h_1 и a_2; b_1 и h_2
Вне звена a_2			
Внутри звена a_2			—

В табл. 17.5 приведен пример построения схемы механизма, встроенного в барабан при использовании варианта II компоновки опор в табл. 17.4, т. е. варианта с размещением звена, соединяющего опоры (рамы), внутри барабана. Аналогично могут быть построены и проанализированы другие возможные сочетания компоновочных схем.

Конструктивное преобразование схем

Один из путей получения альтернативных вариантов конструктивного преобразования схем — изменение соотношений размеров, формы, расположения звеньев, приводящее к качественно иным техническим решениям при сохранении структурной схемы или вида механизма.

В основу преобразования положено совмещение функций звеньев, выполнение элементов шарниров и других кинематических пар большими по размерам, чем размеры звеньев, замена охватывающих элементов охватываемыми, размещение одних звеньев и элементов кинематических пар внутри других элементов кинематических пар, замена одних звеньев и кинематических пар другими звеньями и парами с теми же функциональными признаками.

Различные преобразования проиллюстрируем на примере плоского кривошипно-кулисного механизма (рис. 17.2). Аналогичное действие можно проделать с любым механизмом.

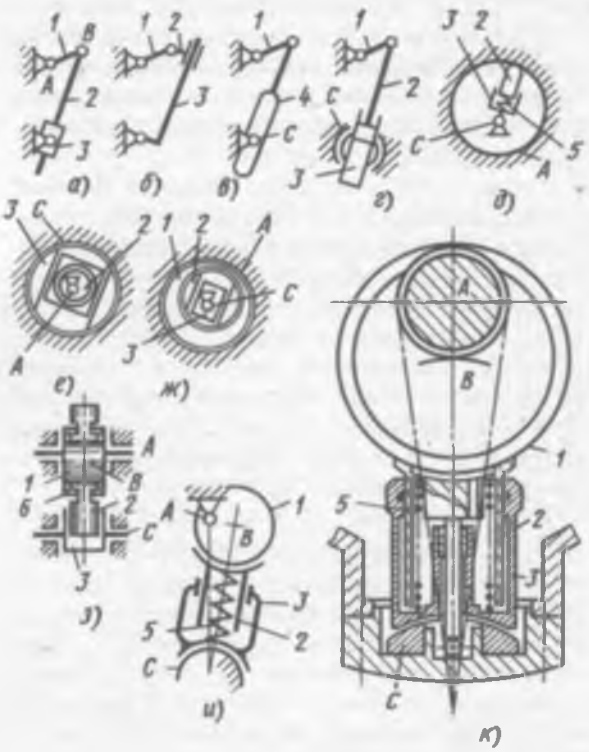


Рис. 17.2. Варианты исполнений кривошипно-кулисного механизма

На рис. 17.2, *а* и *б* кулиса *3* выполнена в виде охватывающей и охватываемой деталей соответственно, а ползун *2*, наоборот, — в виде охватываемой и охватывающей деталей соответственно.

В схеме на рис. 17.2, *в* функции кулисы и ползуна совмещены в звене *4*, взаимо-

действующем с элементом шарнира *C*. На рис. 17.2, *г* ползун и кулиса выполнены в виде поршня *2* и цилиндра *3*, размещенного внутри шарнира *C*. На рис. 17.2, *д* функции кривошипа и шарнира совмещены в элементе шарнира *A*, охватывающем все остальные детали. Центр кривизны поверхности *A* смещен относительно центра шарнира *C*. Ползун *2* с поверхностью *A* образует высшую кинематическую пару с силовым замыканием пружиной *5*. Кривошипно-кулисный механизм такого типа широко используют в гидромашинах.

На рис. 17.2, *е* кривошип *1* выполнен в виде эксцентрика и помещен вовнутрь ползуна *2*, который размещен внутри кулисы *3*. Все звенья вместе помещены в шарнир *C*.

Возможно преобразование в обратном порядке (рис. 17.2, *ж*). Кулиса *3* размещена в ползуне *2*, который находится внутри кривошипа *1*, выполненного в виде эксцентрика. Все звенья размещены внутри шарнира *A*.

Конструктивные схемы, приведенные на рис. 17.2, *е, ж*, имеют большую жесткость по сравнению со схемами, рассмотренными выше, при ведущей кулисе, но более низкий КПД из-за больших углов давления и скоростей скольжения, обусловленных соотношением размеров.

На рис. 17.2, *з—к* даны примеры решений радиально-поршневых гидромоторов, полученные конструктивным преобразованием. На рис. 17.2, *з* опора *C* выполнена в виде цилиндрической вращательной пары. Кривошип *1* выполнен в виде эксцентрикового вала, размещенного в опоре *A* и имеющего эксцентриситет *AB*. Кривошип взаимодействует с поршнями *2*, которые прижаты к нему кольцом *6*. Кольцо *6* осуществляет геометрическое замыкание.

В схеме на рис. 17.2, *и* кулиса *3* опирается на сферическую поверхность *C*, расположенную в корпусе, а поршень *2* взаимодействует со сферической поверхностью *B* эксцентрикового вала (кривошипа) *1*. Поршень и кулиса образуют рабочую камеру, в которую поступает жидкость. Поршень и кулиса прижимаются к сферическим поверхностям пружиной *5*.

На рис. 17.2, *к* представлено конструктивное исполнение схемы, приведенной на рис. 17.2, *и*.

Функциональное преобразование деталей и соединений

Альтернативные варианты можно получать, используя детали для решения функциональных задач, строго не совпадающих с традиционным их предназначением. Например, пружина сжатия может быть использована для восприятия вращающего момента (рис. 17.3, *а*), а пружина кручения — для восприятия сил поступательно движущихся звеньев (рис. 17.3, *б*), пружина сжатия может быть установлена так, что будет в одинаковой мере воспринимать как тянущую, так и прижимающую силу (см. рис. 17.4 и 17.5).

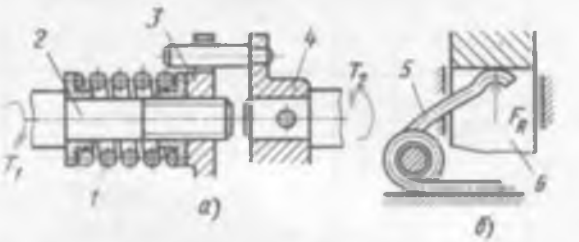


Рис. 17.3. Варианты использования пружин сжатия и кручения

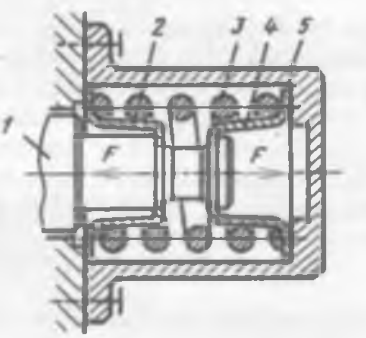


Рис. 17.4. Возможность восприятия пружиной реверсивной нагрузки

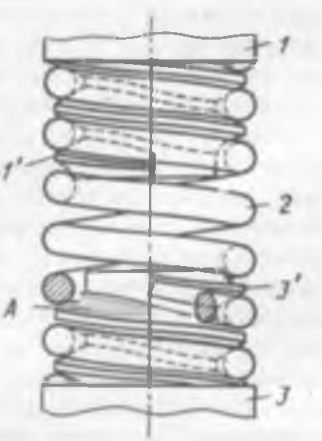


Рис. 17.5. Альтернативное решение восприятия пружиной реверсивной нагрузки

Под действием моментов T_1 и T_2 (рис. 17.3, *а*) поводок *4* поворачивает гайку *3*, которая перемещаясь вдоль винта *2*, сжимает пружину *1*.

В схеме на рис. 17.3, *б* ползун *6* поджат пружиной кручения *5*, установленной на неподвижном основании (F_R — реакция со стороны пружины на ползун).

Шток *1* (рис. 17.4) при движении влево относительно корпуса *5* увлекает за собой стакан *4* и тем самым сжимает пружину *3*. При движении штока вправо стакан *4* остается на месте, а движется стакан *2*, но пружина снова сжимается.

Альтернативное решение конструкции, представленной на рис. 17.4, дано на рис. 17.5, но здесь пружина *2* работает либо на сжатие, либо на растяжение. На деталях *1* и *3* выполнена резьба *1'* и *3'* соответственно. Пружина *2* навернута концами на резьбовые участки. Поскольку нагрузка передается поверхностями крайних витков резьбы (см. участок поверхности *А*, воспринимающей нагрузку), то при любом направлении силы число активных витков пружины будет одинаковым.

Разделение функций

Конструктивным приемом получения альтернативных решений является раздельное воспроизведение заданных функций полностью или частично несколькими механизмами, деталями или соединениями в противовес совместному воспроизведению функций (см., например, [3]).

Разделение функций используют, когда выполнение дополнительных функций не позволяет в полной мере использовать характерные свойства устройства или снижает его качественные показатели, или конструкция устройства для совместного выполнения функций слишком сложна и дорога, и т. п. На рис. 17.6, *а* опора вала *3* выполнена в виде двух подшипников. Роликовый подшипник *2* воспринимает только радиальную нагрузку, а шариковый радиальный подшипник *1* — только осевую. Такое решение характеризуется наибольшей простотой в сравнении с другими решениями при одинаковой нагрузочной способности.

Для уменьшения бокового давления поршня *5* (рис. 17.6, *б*) на стенки цилиндра *6* установлен ролик *4*. Он соединен с шатуном и через звено *7* с поршнем *5*. Практически вся радиальная составляющая силы F_1 передается на стенку цилиндра через ролик *4*, а вектор силы F_2 направлен вдоль оси цилиндра. Радиус ролика незначительно отличается от радиуса цилиндра, поэтому несовпадение звена *7* с осью цилиндра незначительно, а следовательно, незначительно и отклонение от этой оси реакции звена *7* на ползун *5*.

В схеме на рис. 17.6, *в* ротор *11* установлен консольно в опоре *10*. Чтобы разгрузить опору от силы тяжести ротора и обеспечить его точное вращение, установлен рычаг *9* с пружиной *8* и роликом *12*. Данное устройство воспринимает силу тяжести ротора, а опора *10* обеспечивает постоянное положение его оси.

Точная направляющая *13* (рис. 17.6, *г*) может быть разгружена от силы тяжести F_{g1} ролика *4* и элементов, размещенных на его оси, и при качении по ней ролика *4* не деформируется, обеспечивая его точное положение. Силовая направляющая *15* через рычаг *9* и ползун *16* воспринимает силу тяжести F_{g1} и вес F_{g2} противовеса *14*. Точность изготовления силовой направляющей не играет существенной роли.

В устройстве поворота зеркала (рис. 17.6, *д*) рычаг *20* выполнен отдельно от зеркала *18*

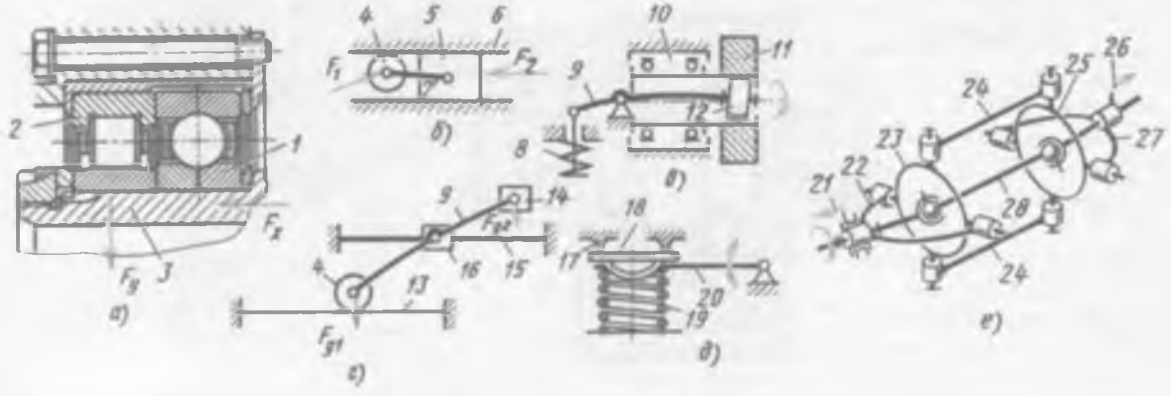


Рис. 17.6. Разделение функций между деталями

и взаимодействует с пружиной *19*. Точное положение зеркала обеспечивается благодаря его самоустановке относительно рычага при прижатии к упорам *17*.

Разделение функций в механизме соединения тягача с прицепом показано на рис. 17.6, *е*. Передача агрегатам прицепа вращающего момента и обеспечение пятиподвижного соединения тягача *21* с прицепом *26* для восприятия осевой силы возможны путем применения одной карданной передачи. На основе принципа разделения функций применено параллельно два механизма: один — для передачи вращающего момента (карданная передача *28*), второй — для восприятия осевой силы (такого же типа механизм, выполненный в виде двух последовательно соединенных универсальных шарниров). Первый шарнир — звенья *22, 23, 24*; второй шарнир — звенья *24, 25, 27*. Вилка *27* второго шарнира жестко соединена с прицепом, а вилка *22* первого шарнира шарнирно соединена с тягачом. Центры универсальных шарниров совпадают с центрами шарниров карданной передачи *28*. Для передачи осевой силы промежуточное звено *24* выполнено в виде двух симметрично расположенных тяг или в виде трубы с проушинами для соединения с крестовинами *23* и *25*.

Чтобы исключить вероятность восприятия осевой силы карданной передачей *28*, необходимо предусмотреть шлицевое подвижное соединение в промежуточном звене или обеспечить свободу осевого перемещения в опоре входного или выходного звена. Несовпадение центров универсальных шарниров из-за погрешностей изготовления может привести к боковым нагрузкам на звенья карданной передачи, поэтому ее входные и выходные звенья целесообразно устанавливать в упругих опорах.

Совмещение функций

Получение новых решений можно осуществить за счет совместного воспроизведения заданных функций полностью или частично одним механизмом, соединением, элементом или одной деталью при наличии возможности раздельного воспроизведения.

Совмещение функций реализуют для упрощения конструкции, уменьшения габаритных размеров, например, при совмещении функций корпуса и исполнительного устройства [1].

В аксиально-поршневом гидромоторе (рис. 17.7), чтобы снизить частоту вращения выходного звена и увеличить вращающий мо-

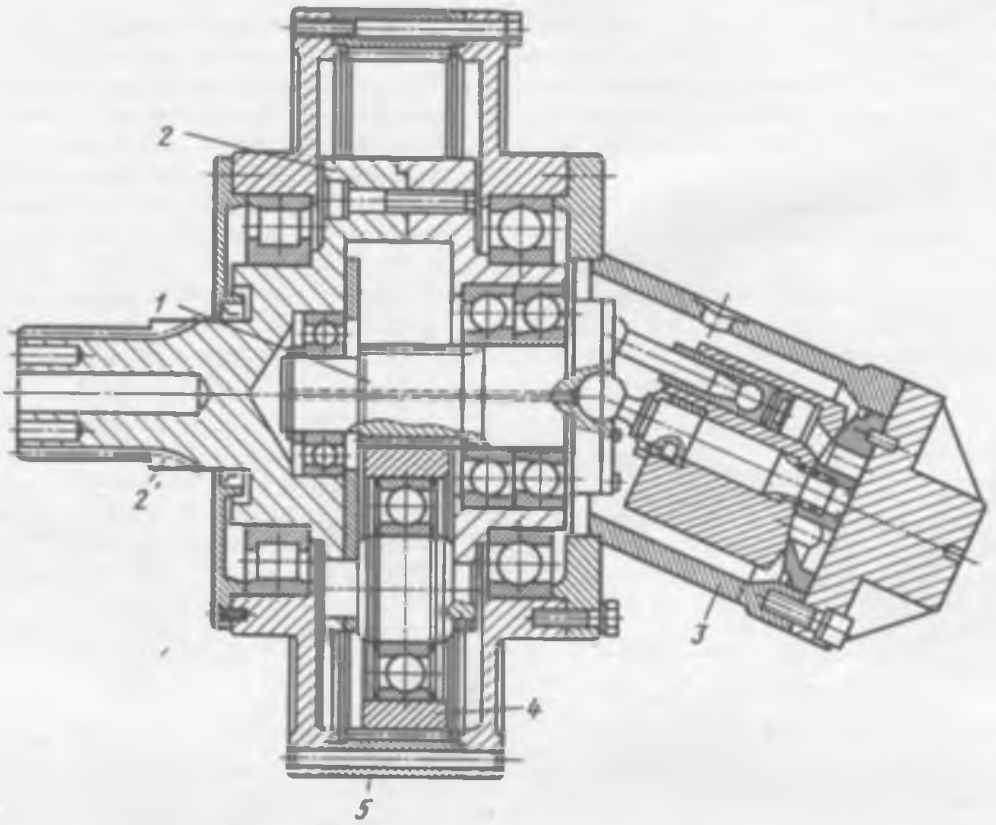


Рис. 17.7. Совмещение функций деталей гидромотора и редуктора

мент, к нему присоединяют обычно через муфту редуктор. В представленном решении функции вала *1* гидромотора совмещены с функциями вала-шестерни планетарной передачи. Сателлиты *4* установлены в водиле *2*, выполненном за одно целое с выходным валом *2'*. Водило совмещает в себе также функции части корпуса гидромотора, в котором ранее были установлены подшипники вала *1*. Зубчатое колесо с внутренними зубьями совмещает в себе функции части корпуса.

Комплексное совмещение функций в данном примере позволило создать мотор-редуктор, не увеличивая осевого размера гидромотора.

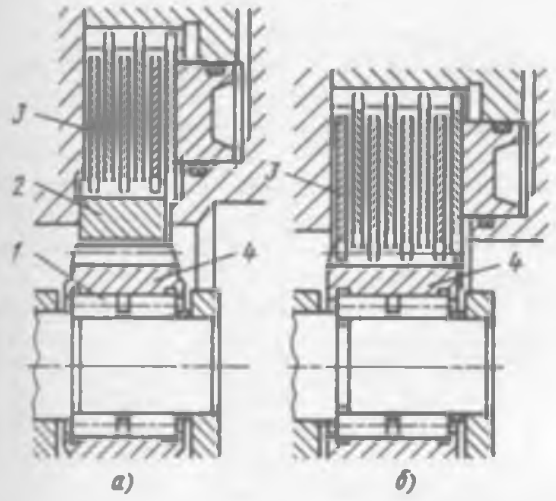


Рис. 17.8. Совмещение функций фрикционных дисков и зубчатого колеса

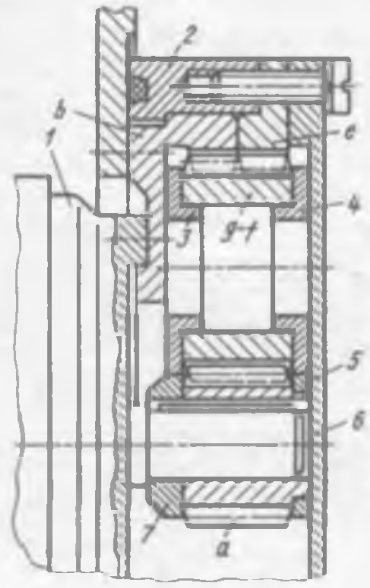


Рис. 17.9. Совмещение функций деталей в планетарной зубчатой передаче

Совмещение функций следует использовать с учетом других факторов. Например, выполнение для подшипника качения *1* (рис. 17.8) дорожки качения в теле зубчатого колеса *4* или корпуса вступает в противоречие с унификацией подшипников качения и используется такой прием только в ответственных специальных конструкциях.

Зубчатое колесо *2* с внутренними зубьями (рис. 17.8, *а*), на внешней поверхности которого установлены диски *3* тормоза, может быть совмещено с дисками следующим образом. На дисках нарезают зубья и их непосредственно вводят в зацепление с сателлитами *4* (рис. 17.8, *б*). Такое решение приемлемо, если внутренние зубья недогружены, что обычно бывает в планетарных передачах.

На рис. 17.9 представлен вариант планетарной передачи, в которой использован принцип совмещения функций для некоторых деталей. Схема имеет три центральных колеса *a*, *b*, *e* и водило с двухвенцовым сателлитом *g* и *f*. Конструктивно венцы *g* и *f* совмещены. В данном примере числа зубьев подчинены соотношениям: $z_g = z_f$, $z_e = z_b - 1$. Передаточное отношение

$$i_{ab}^{(h)} = \frac{1 + z_b/z_a}{1 - z_b/(z_b - 1)}.$$

Разница чисел зубьев $z_b - z_e = 1$ обусловила применение одного сателлита для выполнения сборки. Условие соосности выполнено за счет выбора соответствующих смещений исходного контура.

Передачу применяют в маломощном, редко включаемом приводе, поэтому ее КПД существенной роли не играет. Привод осуществляется от двигателя *1*. На валу двигателя установлена ведущая шестерня *a*, к корпусу двигателя прифланцовано колесо *b*, а колесо *e* вместе с корпусом *2* передачи представляют собой ведомое звено. Водила в традиционном понимании термина данная конструкция не имеет. Простота конструкции обусловлена использованием одновенцового сателлита, а также приданием функций водила торцовым поверхностям колеса *b* и крышки *6*, а также дискам *3*, *4* и кольцам 5 и *7*. Торцовые поверхности воспринимают опрокидывающий момент, а цилиндрические поверхности пар *3—7*, *4—5* воспринимают и передают на вал двигателя радиальные силы, возникающие в зацеплениях сателлита с колесами *b* и *e*, которые существенно больше радиальной силы в зацеплении сателлита с шестерней *a*.

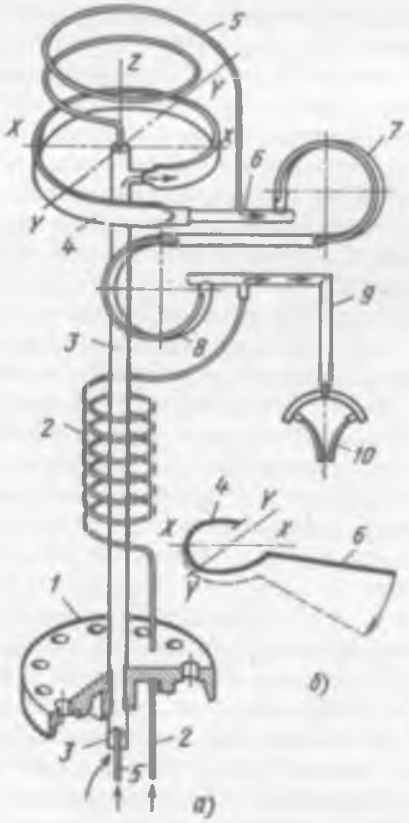


Рис. 17.10. Совмещение функций шарниров и приводов в манипуляторе

В манипуляторе, разработанном д-ром техн. наук А. Т. Александровой (рис. 17.10, *а*), совмещены функции кинематических пар (шарнира и поступательной пары) с приводами. Приводы выполнены в виде упругих трубок. На рис. 10, *б* показано, как стремится распрямиться трубка *4* при подаче в нее газа или жидкости под давлением. При этом звено *6* поворачивается.

Полая колонна *3* (рис. 17.10, *а*) смонтирована на фланце *1*, прикрепленном к герметичной стенке, разделяющей среду, в которой работает манипулятор, и среду, где находится источник подводимой энергии. По колонне подводят газ к трубке *4*. Конец трубки запаян, и дальше газ не поступает. Трубка перемещает звено *6*. По каналу *5* газ подается последовательно в трубки *7* и *8*. Конец трубки *8* запаян. Деформирование трубок приводит к поступательному перемещению звена *9*.

По каналу *2* газ поступает в трубки захвата *10*. Трубки в зависимости от давления расходятся, а затем благодаря упругости зажимают захватываемый предмет.

Манипулятор обладает тремя степенями подвижности. Число независимо подсоединенных к источнику энергии трубок равно числу степеней подвижности манипулятора.

Одним из распространенных приемов реализации принципа совмещения функций является встраивание привода механизма в выходные звенья, а также размещение одних деталей в свободных полостях других деталей. Встраивание осуществляют с целью упрощения конструкции и уменьшения габаритных размеров. Широко используют встраивание механизмов в барабаны лебедок (рис. 17.11, *а, б*), конвейеров, в ступицы колес (рис. 17.11, *в*), в звездочки гусеничного хода, в канатоведущие шкивы, в шкивы тормозов и т. п. Наряду с механизмом встраивают двигатели, рамы и др. На рис. 17.11, *а* редуктор *П*, составленный из двух планетарных механизмов, встроен внутрь барабана *6* лебедки. Внутри барабана установлена также жесткая рама *7*. С ней связаны одно из центральных колес первого планетарного механизма и водило второго меха-

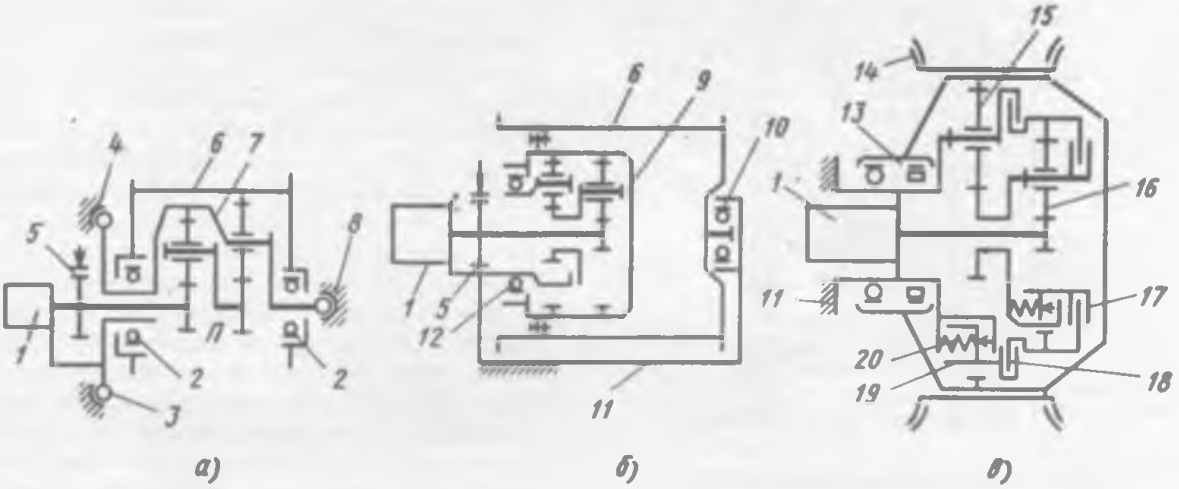


Рис. 17.11. Совмещение функций корпуса (кожуха) и выходного звена

низма. Барабан опирается на раму через подшипники *2*. Рама имеет три внешние сферические опоры *3*, *4*, *8*. Опоры, расположенные слева, воспринимают реактивный момент. Все три опоры обеспечивают статически определимую систему закрепления лебедки на раме машины и исключают взаимное влияние деформирования рамы, а также компенсируют неточности монтажа. На валу двигателя *1* установлен тормоз *5*.

Планетарный редуктор (рис. 17.11, *б*), составленный из двух механизмов, заключен в корпус *9*. Двигатель *1* с тормозом *5* и корпус *9* в виде единого блока прифланцован к барабану *6* лебедки. Один из подшипников *10*, на которые опирается барабан, установлен непосредственно на раме *11*, а второй подшипник *12* размещен в корпусе *9*.

В мотор-колесе транспортной машины (рис. 17.11, *в*) обычно внутри обода колеса *14* размещают полностью или частично двигатель, тормоз и зубчатый редуктор. Соединенную с ободом ступицу устанавливают на подшипниках *13* консольной опоры, связанной с рамой *11* машины.

В приведенном на рис. 17.11, *в* примере решена следующая задача: получение нескольких ступеней изменения скорости, разобщение кинематической цепи при движении машины по инерции и при буксировке, торможении.

Две скорости получаются включением в цепь первого планетарного механизма *16* при замыкании тормоза *18* и его блокировки при включении муфты *17*. При включении тормоза движение передается через оба механизма *15* и *16* (малая скорость), а при включении муфты — только через механизм *15* (большая скорость). При одновременном включении муфты и тормоза происходит торможение машины, при выключении размыкается кинематическая цепь. Особенность данной схемы — элементы управления (поршни *19* и пружины *20*) встроены в водила планетарных механизмов. Осевой габаритный размер мотор-колеса зависит либо от размеров передач, либо только от размеров тормоза, муфты и их элементов управления, а не от суммы размеров, передач и элементов управления.

На рис. 17.12 приведен пример наиболее полного использования пространства внутри корпуса планетарного редуктора при соединении водила с выходным валом *2* двойной зубчатой муфтой. Промежуточный элемент *1* муфты выполнен в виде трубы и размещен между водилом *h* и центральным колесом *b*. Для сателлитов *g* в этом элементе выполнены окна.

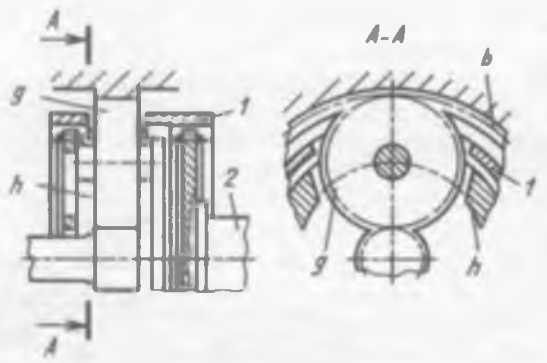


Рис. 17.12. Размещение элементов муфты между сателлитами планетарной передачи

Такое решение позволило разнести зубчатые соединения муфты на большое расстояние без существенного увеличения осевого размера и тем самым повысить компенсирующие способности муфты.

Функциональная целесообразность решения

При получении и сравнении возможных вариантов определяющим является их функциональная целесообразность, т. е. способность объекта обеспечивать выполнение только заданных функций без превышения заданных параметров, свойств, если это превышение вызывает дополнительные затраты.

Функциональная целесообразность предусматривает, в частности, получение минимальной допустимой прочности, жесткости и других качеств, если их повышение сопряжено с увеличением массы, удорожанием изготовления и эксплуатации устройства; выполнение защитных конструкций тонкостенными (в виде кожухов) в отличие от несущих конструкций; обеспечение высокой точности и центрирования деталей только в тех случаях, когда это влияет на работоспособность устройства; исключение лишних опор для деталей, которые самоустанавливаются за счет взаимодействия с другими деталями; обеспечение высокого качества только трущихся, посадочных, а также внешних поверхностей, которые видит человек и с которыми может соприкасаться.

Конструктивное решение лебедки лифта, принятое на основании схемы IV*в* (см. табл. 17.4), приведено на рис. 17.13. Нагрузка на опору *3* передается через обод *6* шкива, его диск *6′*, ступицу *6″* и подшипники *9*. Все эти детали и элементы выполняют функцию несущей конструкции и достаточно жесткие, чтобы их деформирование существенно

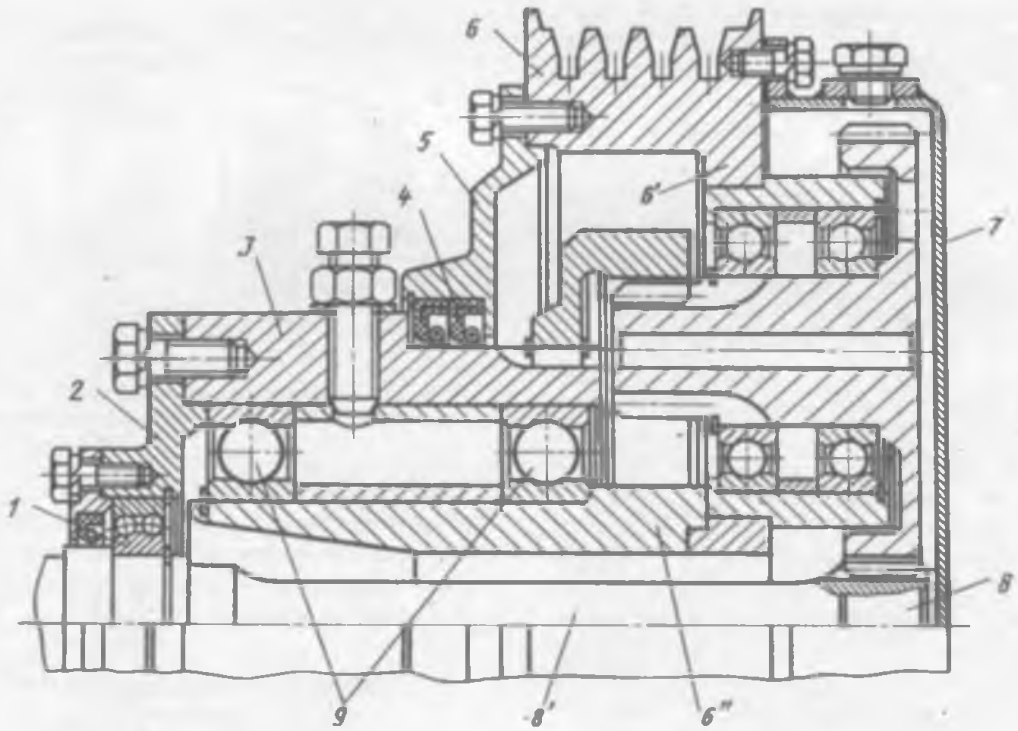


Рис. 17.13. Канатоведущий шкив со встроенной планетарной зубчатой передачей

не влияло на взаимодействие звеньев встроенной планетарной передачи.

Деталь *7* выполняет лишь защитную функцию и выполнена в виде тонкостенного кожуха. Она пристыкована к ободу *6* по плоскости без центрирующего пояска. В отличие от нее крышки *2* и *5* имеют центрирующие пояски. Необходимость такого решения обусловлена тем, что в крышке *2* установлен подшипник *1*, а в крышку *5* встроено уплотнение *4*. В обоих случаях требуется центрирование этих деталей.

Центральное зубчатое колесо *8*, выполненное за одно целое с валом *8'*, имеет всего одну подшипниковую опору *1*, поскольку роль второй опоры выполняют три сателлита планетарной передачи, с которыми взаимодействует центральное колесо.

При использовании принципа функциональной целесообразности следует анализировать как прямые, так и косвенные последствия принятия тех или иных конструктивных решений. Например, выполнение кромки торца вала скругленной может непосредственно и не влиять на его функционирование, но позволит обеспечить сборку без повреждения поверхности уплотнения, а следовательно, нормальное функционирование уплотнения

Принцип функциональной целесообразности позволяет получать новые решения, существенно отличные от традиционных. Например, при качательном движении и однонаправленности нагрузки можно убрать элементы шарнира, не воспринимающие нагрузки, как это сделано в тяговой цепи (рис. 17.14).

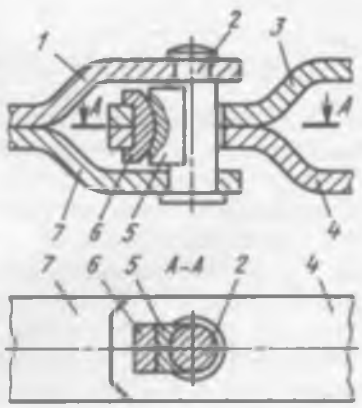


Рис. 17.14. Открытый шарнир цепи

Звенья цепи в виде пар щек *1—7*, *3—4* соединены между собой двухподвижным вращательным соединением. Одноподвижную вращательную цилиндрическую пару образуют звенья *2* и *5* (поступательное перемещение только в пределах зазоров между звеном *5* и щеками *1* и *7*), одноподвижную пару образуют также звенья *5* и *6*. Причем ось *2*

соединена со щеками *1* и *7*, а вкладыш *6* неподвижен относительно щек *3* и *4*. Геометрические оси пар перекрещиваются под прямым углом.

Взаимодействующие элементы расположены только по одну сторону от оси *2*, чем достигается экономия материала. Они могут воспринимать только силу натяжения цепи. Промежуточные звенья обеспечивают самоустановку цепи относительно взаимодействующих с ней звеньев.

17.2. ОБЕСПЕЧЕНИЕ САМОУСТАНАВЛИВАЕМОСТИ, АДАПТАЦИИ К ПОЛОЖЕНИЮ, ФОРМЕ, НАГРУЗКЕ

В реальных конструкциях из-за погрешностей изготовления (в том числе монтажа) и из-за нежелательных деформаций звеньев могут возникать недопустимые напряжения в сечениях звеньев и недопустимые нагрузки в кинематических парах. При этом нагрузка по элементам одной пары и между несколькими парами может распределяться крайне неравномерно. Из-за дополнительного нагружения кинематических пар в замкнутой кинематической цепи могут наблюдаться явление циркуляции энергии и, как следствие, большие потери на трение.

Кроме погрешностей изготовления и деформаций звеньев имеются и другие аналогичные факторы, определяющие характер взаимодействия звеньев.

Первая аналогия погрешностям изготовления и деформациям звеньев — предусмотренные функционированием постоянные или переменные отклонения от соосности и перекосы звеньев, между которыми нужно осуществить силовое взаимодействие (например, передачу вращающего момента).

Вторая аналогия — отклонения от идеальной формы и (или) идеального положения сопряженных с механизмом внешних объектов, например неровности дорожного полотна для автомобиля или погрешности зажимаемой заготовки на станке, или несовпадение положения захватываемого предмета с его проектным положением.

Третья аналогия — предусмотренные функционированием различия формы и (или) расположения сопряженных с механизмом внешних объектов, например различие размеров захватываемых манипулятором изделий и т. п.

Несмотря на функциональное различие приведенных задач, их объединяет единый принцип самоустанавливаемости или самоприспособляемости к форме и положению.

При этом если для компенсации погрешностей изготовления требуются малые перемещения самоустановки звеньев (в отдельных случаях в пределах зазоров в кинематических парах или упругости звеньев), то во всех остальных случаях перемещения обычно соизмеримы с размерами звеньев.

Для решения задач, связанных с компенсацией погрешностей изготовления и с компенсацией деформаций, обычно бывает достаточно исключить избыточные связи в механизме. Для решения остальных задач требуется создание специальных механизмов. Но в то же время суть всех механизмов такого типа одна — отсутствие избыточных связей. Процесс проектирования механизмов без избыточных связей не ограничивается лишь формальным их отсутствием. Он требует всестороннего анализа функционирования и самоустановки механизма.

Компенсация отклонений от соосностей и перекосов, погрешностей монтажа, деформаций деталей и соединений

Негативные явления в механизме из-за наличия погрешностей изготовления обусловлены избыточными связями. Например, в двухкоромысловом механизме (рис. 17.15, *а*) перекос осей, неизбежный при изготовлении, приведет к изгибу звеньев *1* и *3* и к закручиванию шатуна *2*, причем без этих деформаций невозможно собрать механизм. В процессе перемещения звеньев эти деформации меняются. Если в шарнирах будут иметь место большие зазоры, то перекосы обусловят кромочный контакт элементов подшипников скольжения и другие неблагоприятные явления.

Механизм параллельных кривошипов (рис. 17.15, *б*) имеет два синхронно вращающихся звена *4* и *6*, соединенных несколькими параллельными звеньями *5*. Данный механизм используют в качестве муфты, соединяющей параллельные валы. Неточное изготовление хотя бы одного из звеньев *5* на величину Δ приведет к дополнительной деформации звеньев, перераспределению нагрузки, дополнительному трению и износу. Исключение трех из пяти звеньев *5* не нарушит закономерности движения, устранит рассмотренное явление, но приведет к уменьшению несущей способности и как механизм превратится из многопоточного в однопоточный.

Бух. ТИП и ДТ
№ 20 915

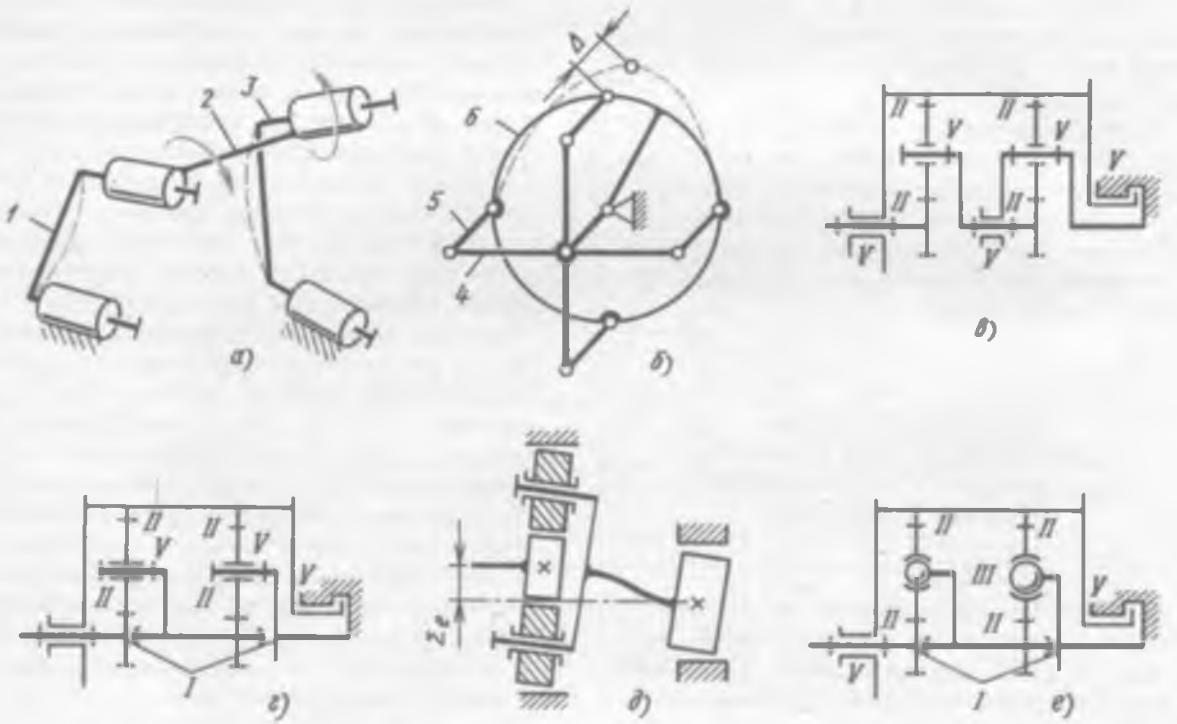


Рис. 17.15. Избыточные связи в механизмах и их устранение:
I—V — классы кинематических пар

Исключение избыточных связей и составление механизмов без них — сложный процесс, представляющий собой один из путей конструирования рациональных механизмов, предложенный Л. Н. Решетовым [6]. Он заключается в использовании только статически определимых систем, что позволяет расширить допуски на изготовление, упростить конструкцию механизма, уравнять потоки энергии в параллельных симметричных ветвях или привести их в заданное соотношение, а следовательно, повысить нагрузочную способность и КПД.

В каждом конкретном случае необходимо найти такую статически определимую схему, в которой не были бы нарушены функциональные качества и многопоточность передачи энергии.

Рациональность схемы может быть определена при подсчете числа избыточных связей:

$$q = w - 6n + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I,$$

где w — число степеней свободы; n — число подвижных звеньев; p_V, p_{IV}, ..., p_I — число кинематических пар соответственно V, IV, ..., I классов (число соответственно одно-, двух-, ... пятиподвижных пар).

При подсчете числа подвижных звеньев учитывают только два звена, входящие в соединение; все промежуточные звенья (шарики в подшипнике, крестовина в универсальном шарнире, соединительное звено в двойной зубчатой муфте и т. п.) не учитываются.

При этом кинематические соединения могут иметь большое число избыточных связей, которое не может быть уменьшено без нарушения принципа многопоточности. Например, каждый подшипник качения представляет собой статически неопределимое устройство. Однако это обстоятельство не влияет на рациональность механизма в целом.

Число избыточных связей в механизме может быть уменьшено исключением отдельных кинематических пар; заменой пар с большим числом связей парами с меньшим числом связей; введением в кинематическую цепь дополнительных кинематических соединений. При этом следует избегать появления «вредных» подвижностей, нарушающих стабильность работы механизма, и учитывать влияние трения на самоустановку звеньев в процессе работы.

Рациональность схемы окончательно может быть проверена при рассмотрении положения звеньев и логики работы механизма при возможных погрешностях изготовления и деформирования звеньев под нагрузкой, что проиллюстрируем на следующем приме-

ре. В каждом ряду планетарной передачи, встроенной в барабан лебедки экскаватора (рис. 17.19, *в*), равномерно по периметру расположены три сателлита. Общее число подвижных звеньев при этом девять: шесть сателлитов, центральное колесо первого ряда, водило первого ряда, жестко соединенное с центральным колесом второго ряда, и барабан. В схеме $q = 1 - 6 \cdot 9 + 5 \cdot 9 + 2 \cdot 12 = 16$.

В схеме на рис. 17.15, *г* исключена радиальная опора водила первого ряда и число избыточных связей несколько меньше: $q = 1 - 6 \cdot 9 + 5 \cdot 8 + 2 \cdot 12 + 1 = 12$. Если проследить процесс самоустановки звеньев в этой передаче при наличии, например, эксцентриситета Σe, становится ясным, что самоустановка вызывает деформирование звеньев и неравномерность распределения нагрузки по сателлитам и длине зубьев (рис. 17.15, *д*).

Если, например, установить двойную зубчатую муфту между водилом первого ряда и центральным колесом с внешними зубьями второго ряда, то можно устранить деформирование водила, но при этом не все избыточные связи устранятся. Полное устранение избыточных связей осуществлено в схеме (рис. 17.15, *е*) с тремя сателлитами в каждом ряду. Сателлиты в обоих рядах установлены на сферических подшипниках. Сателлит при перекосах и несоосностях центральных колес самоустанавливается. Самоустановка водила не вызывает его деформирования.

В связи с исключением избыточных связей отдельные звенья оказываются без специально предусмотренных ограничений их перемещений и самоустанавливаются под действием сил со стороны сопряженных с ними деталей. Такие звенья называют плавающими.

Плавающее звено — это обычно центральное колесо или водило планетарной зубчатой передачи, шайба гребенчатого подпятника, подшипник на валу или другая деталь, установленная так, что может перемещаться в радиальном или осевом направлении. Плавание звеньев позволяет выравнивать нагрузку между звеньями, компенсировать отклонения от соосности и перекосы, погрешности формы, а также тепловое расширение тел. На рис. 17.16 показаны плавающая шайба *1* подпятника, плавающие центральные колеса *3*, *4*, *5*, *9* планетарных передач и плавающий (в осевом направлении) подшипник *15*.

Центральное колесо *3* соединено с корпусом двойной зубчатой муфтой, благодаря чему оно самоустанавливается и центрируется под действием сил в зацеплении с сателлитами. Звенья *1* и *3* могут перемещаться при установке в радиальном направлении и поворачиваться вокруг осей, перпендикулярных к оси подшипника или передачи (показано стрелками на рис. 17.16, *а* и *б*). На рис. 17.16, *в* центральное колесо *4* соединено с валом *12* двойной зубчатой муфтой *13*. Центральное колесо *4* и сателлиты *10* имеют шевронные зубья, а колеса *5* и *9* — косозубые, выполненные отдельно друг от друга для независимой самоустановки. Они связаны между собой симметричной уравнительной подвеской *8*, которая соединена с корпусом *6* двойной зубчатой муфтой *7*. Колеса *5* и *9* самоустанавливаются под действием сил в зацеплении с сателлитами, благодаря чему выравнивается нагрузка как между сателлитами, так и между венцами. Сателлиты установлены с возможностью осевого перемещения на осях в водиле *11*, которое центрируется на подшипниках относительно корпуса. На рис. 17.16, *г* подшипник *15* установлен так, что может перемещаться в направлении,

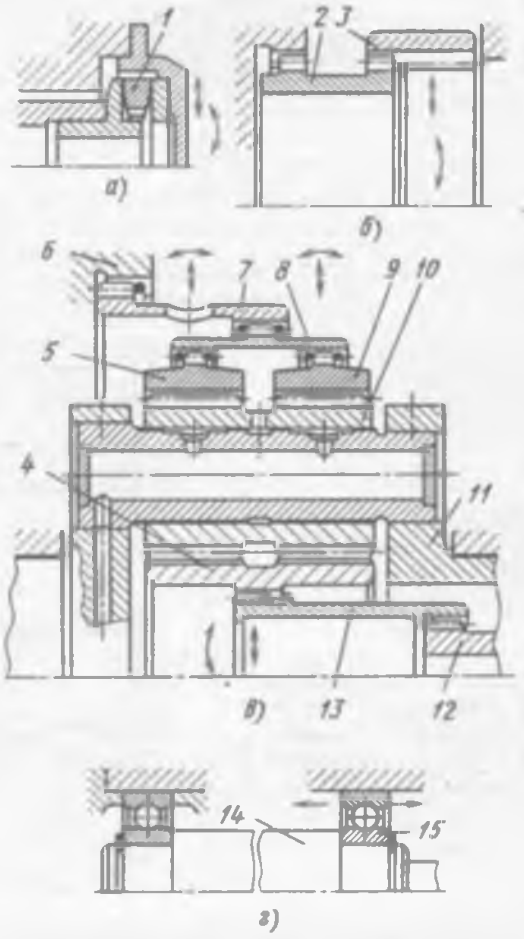


Рис. 17.16. «Плавающие» звенья в механизмах

показанном стрелками, например, при удлинении вала *14* в результате нагревания.

На рис. 17.16 стрелками обозначены возможные перемещения звеньев при самоустановке. Для обеспечения перемещений в одних случаях (см. рис. 17.16, *а*, *г*) достаточно убрать ограничители перемещений, в других дополнительно вводят элементы и соединения, которые могли бы передавать нагрузку и не препятствовали бы самоустановке (в частности, компенсирующие зубчатые муфты для передачи вращающего момента).

Используют и другие приемы обеспечения самоустановки. Сферическая опора зубчатого колеса (рис. 17.17) позволяет выравнивать нагрузку вдоль зубьев колеса за счет перемещений вокруг точки, лежащей на оси колеса. Зубчатое колесо *3* зацепляется с колесом *6* и взаимодействует через зубчатую муфту с валом *1*. Зубчатая муфта допускает покачивание колеса *3* относительно вала *1*. Колесо *3* установлено в подшипниках *2*, которые расположены в сферической опоре *4*. Сферическая опора своими участками сопрягается со сферической поверхностью *5* в корпусе.

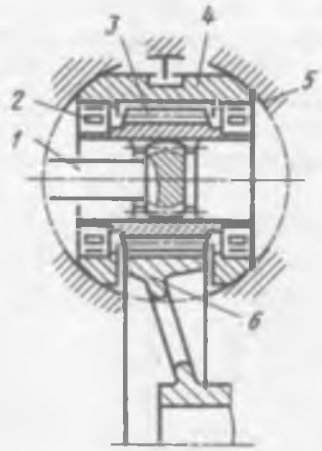


Рис. 17.17. Сферическая опора зубчатого колеса

Поворот колеса в процессе нагружения позволяет компенсировать перекосы и частично деформации звеньев и приводит к равномерному контакту по длине зубьев.

Приемы обеспечения нормального функционирования направляющих, содержащих две рабочие поверхности, которые параллельны между собой, показаны на рис. 17.18. Если предусматривается жесткое соединение параллельных направляющих, то неизбежны избыточные связи и сопряженные с этим неравномерное распределение нагрузки между элементами направляющих, повышенные трение и износ. Чтобы исключить вредные явления, повышают точность размещения рабочих поверхностей, а также принимают меры конструктивного характера.

Схема, приведенная на рис. 17.18, *б*, более рациональна, чем схема, данная на рис. 17.18, *а*, поскольку в зоне *А* не возникает дополнительных поперечных нагрузок из-за неточностей размещения поверхностей и поперечного деформирования направляющих. На рис. 17.18, *в* полностью исключены избыточные связи, но точечная

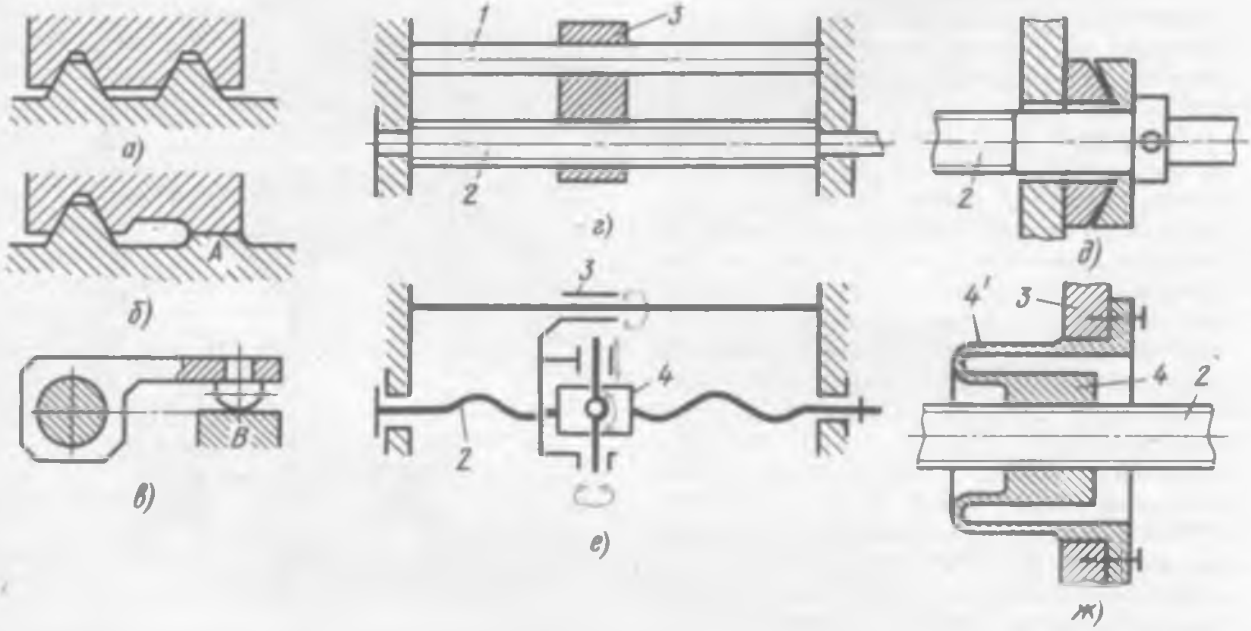


Рис. 17.18. Параллельные направляющие

опора *B* имеет невысокую несущую способность.

В схеме на рис. 17.18, *г* оси направляющей *1* и винта *2* параллельны. Взаимодействие звеньев аналогично взаимодействию, представленному на рис. 17.18, *а*. При выборе конструктивной схемы нужно так распределить нагрузку, чтобы направляющая *1* воспринимала только поперечные силы, а винт *2* воспринимал только осевую силу. С этой целью винт *2* может быть размещен в самоустанавливающихся опорах (рис. 17.18, *д*).

Проще подобного эффекта достигают, выполнив гайку *4* (рис. 17.18, *е*) отдельно от каретки *3* и соединив ее с кареткой четырехподвижным кинематическим соединением, допускающим поперечные поступательные и качательные перемещения. Такое соединение можно выполнить упругим. Чтобы обеспечить центральное приложение осевой силы, необходимую жесткость в осевом направлении и восприятие значительного крутящего момента, гайку *4* выполняют симметричной, а упругое соединение с кареткой *3* обеспечивают, например, с помощью оболочки *4'* (рис. 17.18, *ж*).

В щековой дробилке (рис. 17.19), выполненной по схеме кривошипно-коромыслового механизма, кривошип сделан в виде эксцентрика *1* и взаимодействует с шатуном (подвижной щекой *2*), а коромысло (распорное звено) составлено из двух деталей *3* и *4*, соединенных между собой кинематической парой с осью поворота, перпендикулярной к осям двух других кинематических пар. Такое решение позволяет исключить избыточные связи и обеспечить пространственную самоустановку деталей. При этом компенсируется отклонение от соосности крайних кинематических пар распорного звена. Силовое замыкание пар, имеющих односторонний контакт, осуществляется за счет веса подвижной щеки *2*.

Для компенсации погрешностей изготовления используют специальные *компенсирующие устройства*. Их выполняют в виде простого рычага или специальных механизмов. Причем последние используют не только для компенсации погрешностей изготовления, но и для соединения заведомо несоосных звеньев или звеньев с пересекающимися, перекрещивающимися осями и для передачи между этими звеньями вращающего момента.

Уравнительный механизм двухпоточной зубчатой передачи (рис. 17.20) обеспечивает самоустановку звеньев и выравнивание нагрузки между зубчатыми зацеплениями в параллельных ветвях передачи. Входное звено (шестерня *2*) передает движение через промежуточные зубчатые колеса *1* и *3* на зубчатый венец *4*. Оси колес *A*, *D* и *C* размещены на подвижном коромысле *5* с центром качания *B*. Звено *5* может находиться в равновесии только при равенстве сил F_{41} и F_{43} в зацеплении, если положение точки *B* обеспечивает равенство плеч h_1 и h_2. При наличии погрешностей изготовления и других причин, нарушающих равенство сил, звено *5* будет поворачиваться вокруг точки *B*, пока это равенство не наступит. Чтобы силы трения в зацеплении не влияли на выравнивание нагрузки (длину плеч h_1 и h_2), числа зубьев колес необходимо выбирать таким образом, чтобы все фазы зацепления пар *1—4* и *3—4* происходили синхронно.

Компенсирующие шарнирные механизмы (рис. 17.21) представляют собой разновидности компенсирующих муфт. Они допускают значительные отклонения от соосности и перекосы звеньев, характеризуются высокой несущей способностью, поскольку в основном

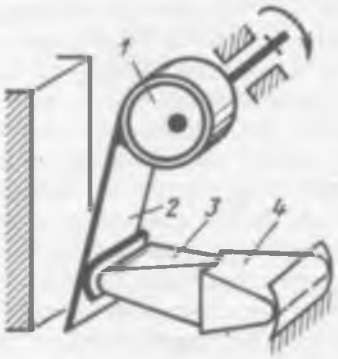


Рис. 17.19. Самоустанавливающиеся элементы распорного звена в щековой дробилке

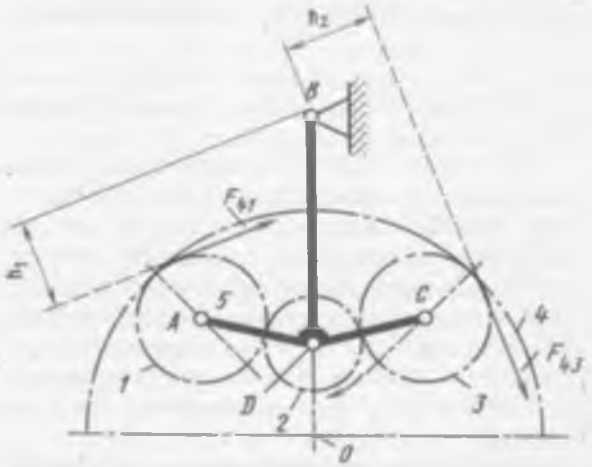


Рис. 17.20. Уравнительный механизм двухпоточной зубчатой передачи

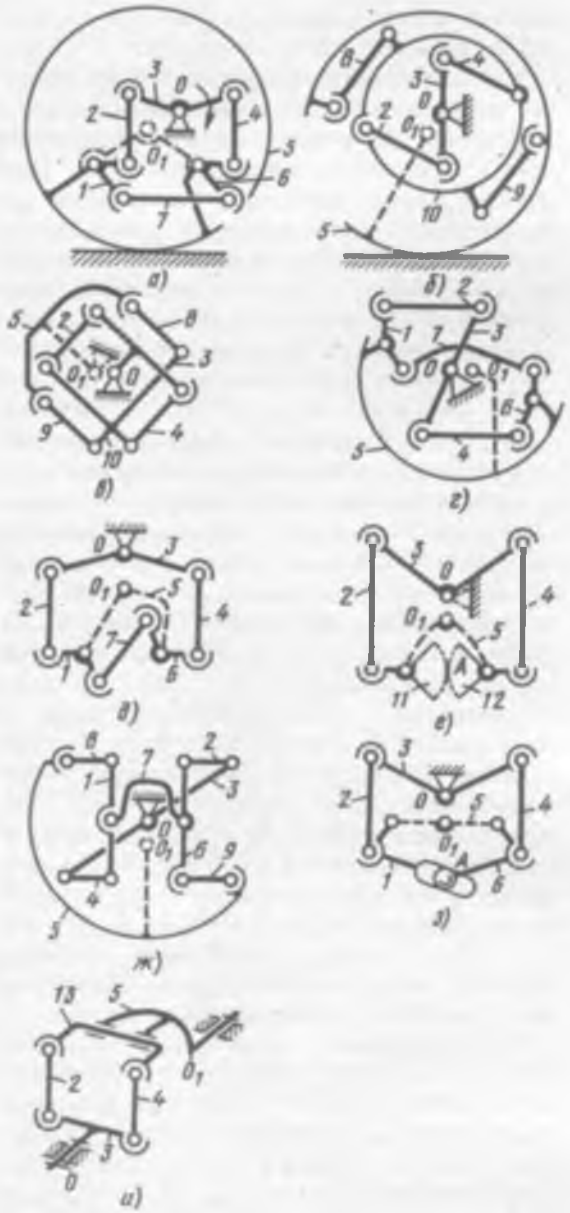


Рис. 17.21. Компенсирующие шарнирные механизмы

в них использованы низшие кинематические пары.

Применяют компенсирующие механизмы, например, в железнодорожном транспорте для передачи движения на приводные колеса при значительных изменениях межосевого расстояния между приводным устройством и колесом. В данном конкретном случае речь идет уже не о компенсации погрешностей, а о компенсации предусмотренных перемещений в амортизационной подвеске машины.

Используют компенсирующие механизмы также для восприятия реактивного момента в приводе вращения (поворота) кранов, для осуществления «плавающей» подвески центральных колес планетарных передач, корпусов различного рода машин и др. Обычно компенсирующий механизм неуравновешен, поэтому применять его следует в устройствах с малыми скоростями. Одно из условий проектирования данных устройств — получение механизма без избыточных связей.

Колесо *5* (рис. 17.21, *а*) с центром O_1 приводится во вращение от коромысла *3* с центром вращения *O* через параллельные тяги *2* и *4*, рычаги *1* и *6*, замыкаемые тягой *7*. Звенья *1*, *7*, *6* и *5* образуют параллелограммы, рычаги *1* и *6* которого воспринимают пару сил со стороны тяг *2* и *4*. Число избыточных связей такого механизма $q = 1 - 6 \cdot 7 + 5 \cdot 4 + 3 \cdot 6 = -3$, что означает наличие лишних степеней свободы. Действительно, звенья *2*, *4* и *7* могут вращаться вокруг своей оси, не влияя на движения механизма в целом. Эти степени свободы безвредны.

Колесо *5* (рис. 17.21, *б*) приводится во вращение от коромысла *3* через параллельные тяги *2* и *4*, промежуточное звено *10* и параллельные тяги *8*, *9*. Тяги *2* и *4*, *8* и *9* вместе с присоединенными к ним звеньями образуют антипараллелограмм.

Схема, приведенная на рис. 17.21, *в*, отличается от схемы, данной на рис. 17.21, *б*, только тем, что тяги *2* и *4*, *8* и *9* вместе с присоединенными к ним звеньями образуют параллелограммы. Число избыточных связей в каждой из этих схем $q = 1 - 6 \cdot 7 + 5 \cdot 5 + 3 \cdot 5 = -1$, что означает наличие одной лишней (безвредной) степени свободы — вращения звена *2* вокруг своей оси.

Схема на рис. 17.21, *г* аналогична схеме на рис. 17.21, *а*, но в ней звенья *2* и *4*, *1* и *6* вместе с присоединенными к ним звеньями образуют антипараллелограммы. Схема на рис. 17.21, *д* также аналогична схеме на рис. 17.21, *а*, но в ней звенья *1*, *7*, *6* и *5* образуют антипараллелограмм.

Схема на рис. 17.21, *е* — разновидность схемы на рис. 17.21, *д*. Вместо антипараллелограмма в ней применены зубчатые сектора *11* и *12*. Заменой высших пар низшими можно из схемы, показанной на рис. 17.21, *е*, получить схему, приведенную на рис. 17.21, *д*, при условии, что пара *A* выполнена пятиподвижной (бочкообразные зубья). В этом случае $q = 1 - 6 \cdot 6 + 5 \cdot 4 + 3 \cdot 4 + 1 = -2$, что означает наличие двух лишних (безвредных) степеней свободы — вращение звеньев *2* и *4* вокруг своих осей.

Схема на рис. 17.21, *ж* отличается от схем на рис. 17.21, *а, г, д* тем, что в ней рычаги *1* и *6* соединены со звеном *5* через дополнительные параллельные звенья *8* и *9* соответственно.

Для схемы на рис. 17.21, *ж* $q = 1 - 6 \cdot 9 + 5 \cdot 8 + 3 \cdot 4 = -1$, что означает наличие одной лишней степени свободы — вращение звена *9* вокруг своей оси.

На рис. 17.21, *з* показан упрощенный вариант схемы на рис. 17.21, *д*, в котором вместо звена *7* и двух трехподвижных пар рычаги *1* и *6* соединены непосредственно в одноподвижную пару *А*. Число *q* определяется так же, как для схемы на рис. 17.21, *с*.

На рис. 17.21, *и* приведен наиболее простой компенсирующий механизм. Замыкание сил, действующих вдоль тяг *2* и *4*, осуществлено рычагом *13*. Для данного механизма $q = 1 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 3 + 3 \cdot 4 = -2$, т. е. имеются две лишние (безвредные) степени свободы — вращение тяг *2* и *4* вокруг своих осей.

Общий принцип построения схем компенсирующих механизмов заключается в связи входного и выходного звеньев посредством двух параллельных тяг *2* и *4*, замкнутых между собой специальным устройством или одним звеном (см. рис. 17.21, *и*). Специальное устройство или упомянутое звено замыкает направленные навстречу друг другу силы, допуская при этом одновременное (синхронное) перемещение входного и выходного звеньев вдоль тяг *2* и *4*.

В зависимости от выбранного типа замыкания получены семизвенные (см. рис. 17.21, *а—д*), шестизвенные (см. рис. 17.21, *е, з*), девятизвенный (см. рис. 17.21, *ж*) и пятизвенный (см. рис. 17.21, *и*) механизмы. Представленные схемы эквивалентны карданной передаче.

Во всех схемах одно из звеньев *3* или *5* может выполнять роль стойки и образовывать с другим из звеньев одноподвижную вращательную пару. В этом случае компенсирующий механизм выполняет роль подвески, воспринимающей реактивный момент, и обеспечивает «плавание» (самоустановку) подвижного звена *3* или *5* относительно неподвижного.

Известны механизмы, в которых вместо отдельных трех- и пятиподвижных пар используют соответственно одно- и четырехподвижные пары, а соответствующие перемещения осуществляются благодаря зазорам в сочленениях и деформированию звеньев.

На рис. 17.22 дан пример применения механизма, схема которого приведена на рис. 17.21, *е*, в сочетании с элементами управления тормозом, предназначенного для обеспечения самоустановки центрального колеса планетарной передачи. Устройство в целом представляет собой редуктор-реверс. Вращение от вала *3* передается на выходное звено *4* через одну из планетарных передач *П1* или *П2* и конические колеса *с* или *d*. Когда участвует передача *П1*, выходное звено вращается в одну сторону, а когда передача *П2* — в другую. Передача включается в кинематическую цепь путем затормаживания центральных колес *b* передач тормозами *1* и *2*.

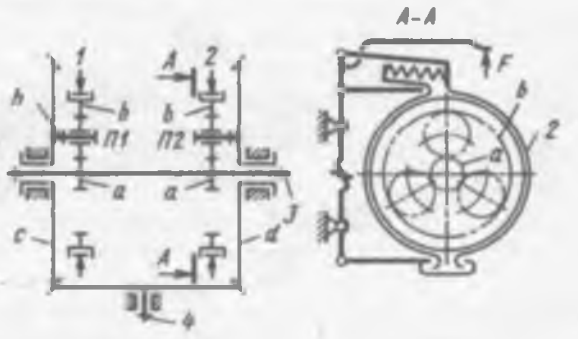


Рис. 17.22. Компенсирующие механизмы, совмещенные с управляемыми тормозами в редукторе-реверсе

Планетарные однорядные механизмы *П1* и *П2* отличаются простой конструкцией. Центральные колеса *b* (шкивы) не имеют радиальных опор. Шкивы охватывают ленты тормозов *1, 2*, которые имеют подвеску, уравновешивающую радиальные силы. Подвеска ленты тормоза допускает радиальные перемещения шкива и обеспечивает самоустановку его в процессе работы планетарной передачи, а также выравнивание нагрузки по сателлитам. Тормозной момент (пара сил) через тяги замыкается в зацеплении зубчатых секторов. В нормальном положении тормоз под действием пружины разомкнут. Затормаживание осуществляется под действием силы F, направленной параллельно оси шарниров секторов для восприятия реакций в шарнирах.

Еще одна важная область проектирования и применения компенсирующих устройств — это подвески агрегатов. Присоединение агрегата (двигателя, редуктора и т. п.) к раме (корпусу) машины должно обеспечивать восприятие действующих на раму нагрузок со стороны агрегата. При этом подвеску выполняют таким образом, чтобы неточности монтажа агрегата и деформирование рамы не влияли на значения реакций в местах сопряжений.

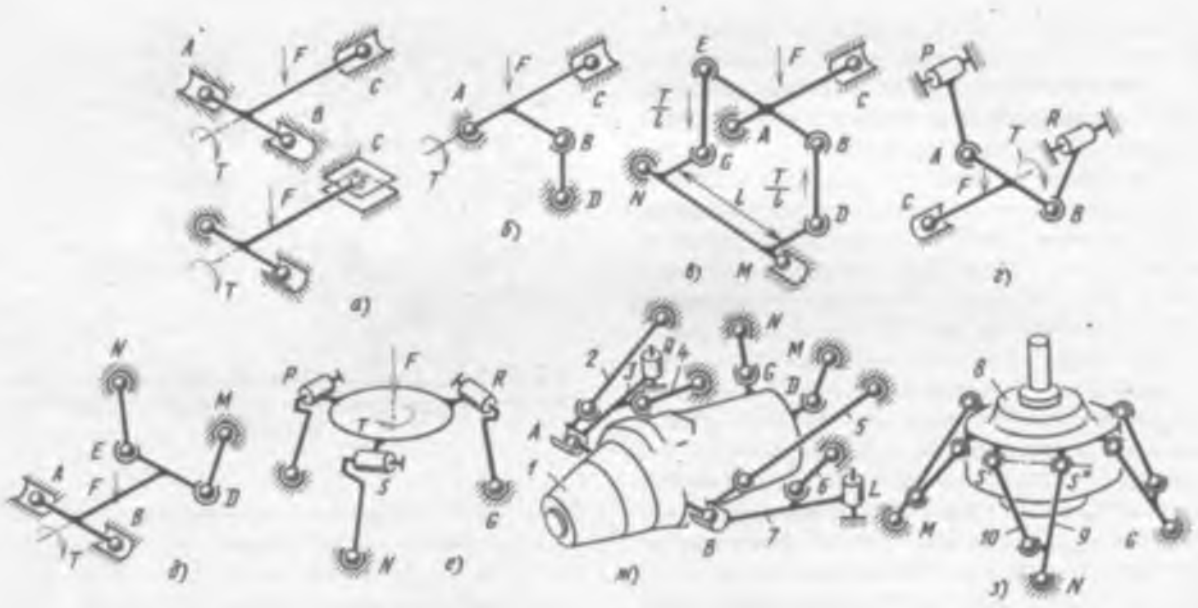


Рис. 17.23. Подвески агрегатов

Подвеску агрегата осуществляют путем непосредственного соединения (рис. 17.23, *а*) или с помощью дополнительных стержней, ферм, торсионов. На рис. 17.23, *б—е* показаны комбинации опор и стержней, на рис. 17.23, *ж, з* подвески газотурбинного двигателя и редуктора вертолета осуществлены с помощью стержней. Обычно рама механизма воспринимает радиальную силу F и момент T (например, рама лебедки, корпус редуктора и т. п.).

Опоры могут быть выполнены в виде четырехподвижных кинематических пар *A*, *B* и *C* (рис. 17.23, *а* верхний). Все опоры воспринимают силу F, а опоры *A* и *B* воспринимают также момент T в виде пары сил. Опоры могут быть выполнены также в виде четырех-, трех- и одноподвижной пар (рис. 17.23, *а* нижний).

На рис. 17.23, *б* сила F воспринимается двумя опорами *A* и *C*, одна из которых четырехподвижная (*C*), а другая — трехподвижная. Момент T воспринимается в совокупности опорами *A*, *C* и тягой *BD*.

Схема, показанная на рис. 17.23, *в*, отличается от схемы, приведенной на рис. 17.23, *б*, тем, что агрегат соединен с рамой двумя тягами *BD*, *EG* и звеном *NM*. Момент воспринимается этой кинематической цепью. Звено *MN* обеспечивает равенство сил, воспринимаемых каждой из тяг, определяемых так T/l, где l — расстояние между тягами.

Во всех трех схемах отсутствуют избыточные связи, в схеме на рис. 17.23, *б* имеется одна лишняя (безвредная) степень свободы — вращение тяги *BD* вокруг оси, в схеме на рис. 17.23, *в* таких степеней свободы две — вращения тяг *EG* и *BD*.

На рис. 17.23, *г—е* даны варианты пространственных структурных групп; *P*, *R* и *S* — одноподвижные пары.

Двигатель *1* может быть установлен в опорах *A* и *B* (рис. 17.23, *ж*) и соединен с корпусом машины с помощью амортизационных стержней *NG* и *MD*. Схема на рис. 17.23, *ж* по структуре соответствует схеме на рис. 17.23, *д*, но в ней каждая из опор *A* и *B* соединена с корпусом машины фермой, составленной из звеньев *2, 3, 4* и *5, 6, 7* соответственно. Опоры *L* и *Q* двухподвижные.

Если редуктор *8* (рис. 17.23, *з*) соединен с корпусом машины регулируемыми амортизационными стержнями *9* и подкосами *10*, то соединение этих двух звеньев эквивалентно одному звену *NS* (см. рис. 17.23, *е*), а пары *S′* и *S″* эквивалентны одной паре *S*. Шарнирная подвеска агрегата в сочетании с упругостью подкосов уменьшает влияние деформирования агрегата и его вибраций на корпус машины.

Для статической определимости системы, приведенной на рис. 17.23, *з*, достаточно иметь шесть стержней со сферическими шарнирами на концах. На практике из компоновочных соображений и исходя из желания иметь более распределенную нагрузку на корпусе агрегата используют обычно восемь стержней, а погрешности монтажа компенсируют за счет регулирования длины и упругости стержней.

Приспособляемость к форме, положению, силовому сопротивлению сопряженных объектов

Условия сопряжения объектов, отличающиеся от идеальных (например, отклонения от плоскостности дорожного полотна и др.) или предусмотренные процессом функционирования (например, различие диаметров захватываемых предметов), с точки зрения самоустанавливаемости практически эквивалентны, и для их учета при конструировании используют одни и те же принципы.

Наряду с общим подходом к составлению схемы без избыточных связей используют различные схемы дифференциальных рычажных механизмов (в том числе балансирных устройств), а также упругие соединения и звенья.

Пространственные системы без избыточных связей. На рис. 17.24 дан пример конструктивной схемы самосвала, в которой взаимосвязана самоустановка кузова *3* относительно рамы и рамы относительно поверхности дорожного полотна.

Рама выполнена из шарнирно сопряженных частей *1* и *6*. Они соединены между собой двумя одноподвижными парами *V* и промежуточным звеном *7*, что позволяет им независимо друг от друга поворачиваться вокруг вертикальной и горизонтальной осей (поворот машины и преодоление неодинакового поперечного уклона дорожного полотна). Кузов *3* постоянно соединен с частью *6* двумя одноподвижными парами *V* и промежуточным звеном *4*, а с частью *1* — трехподвижной парой *III*, промежуточным звеном *2* и двухподвижной парой *IV*. При разгрузке кузова машины трехподвижная пара *III* размыкается, а кузов приводится в движение гидроцилиндром *8*.

На первом этапе анализа полагают заданным произвольное и фиксированное положение частей рамы и рассматривают самоустановку кузова. Если в этом случае принять части *1* и *6* за стойку, то в транспортном положении при $w=0$ получают $q=-6\cdot5+5\cdot3+4\cdot3+3=0$, а в процессе разгрузки, когда $w=1$, $q=1-6\cdot4+5\cdot3+4\cdot2=0$. Кузов *3* самоустанавливается в зависимости от положения ходовых частей *1* и *6*.

Недостатком этой схемы является наличие боковой нагрузки на гидроцилиндр. В схеме на рис. 17.24, *б* этот недостаток устранен. В ней два гидроцилиндра *8* и *8′*, управляемых автоматически, образуют статически определимый пространственный механизм. В транспортном режиме (рис. 17.24, *в*) гидроцилиндры не участвуют в работе. Для определенности положения кузова *3* звенья *1* и *2* должны быть соединены одноподвижной парой *V*.

На рис. 17.24, *г* проиллюстрирована самоприспособляемость машины к внешним условиям (рельефу дороги). На рис. 17.24, *г* показан самосвал на виде сверху. Передняя часть рамы *1* поворачивается относительно задней части рамы *6* в шарнире *A*. При этом благодаря шарнирному соединению в точках *B* и *C* с обеими частями кузов занимает

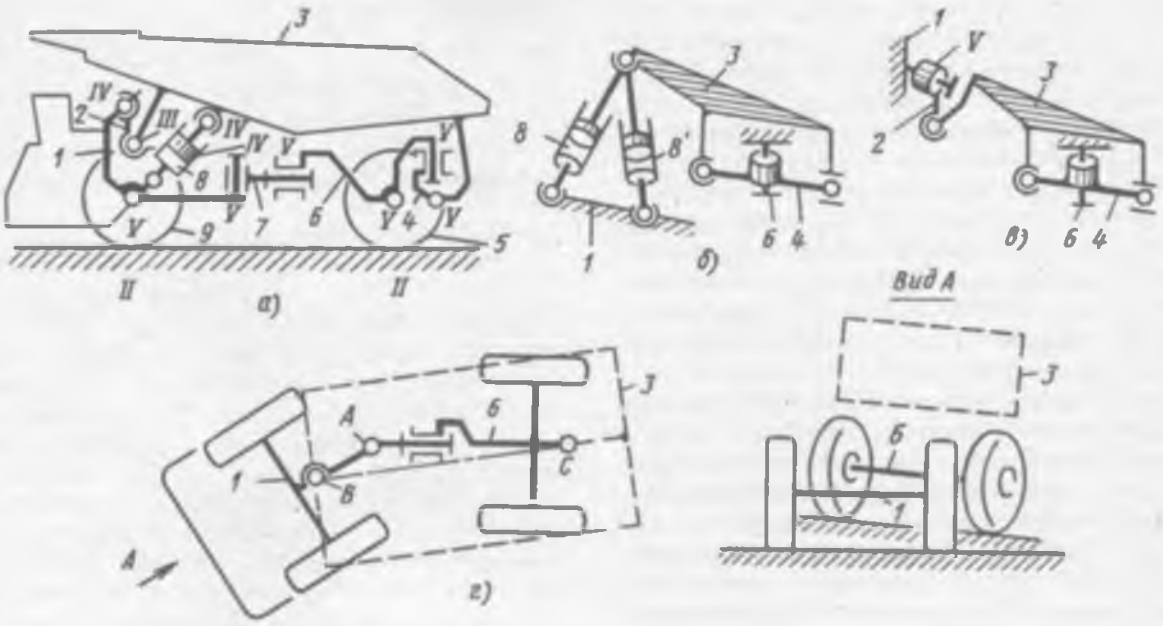


Рис. 17.24. Кинематическое соединение частей рамы и кузова самосвала

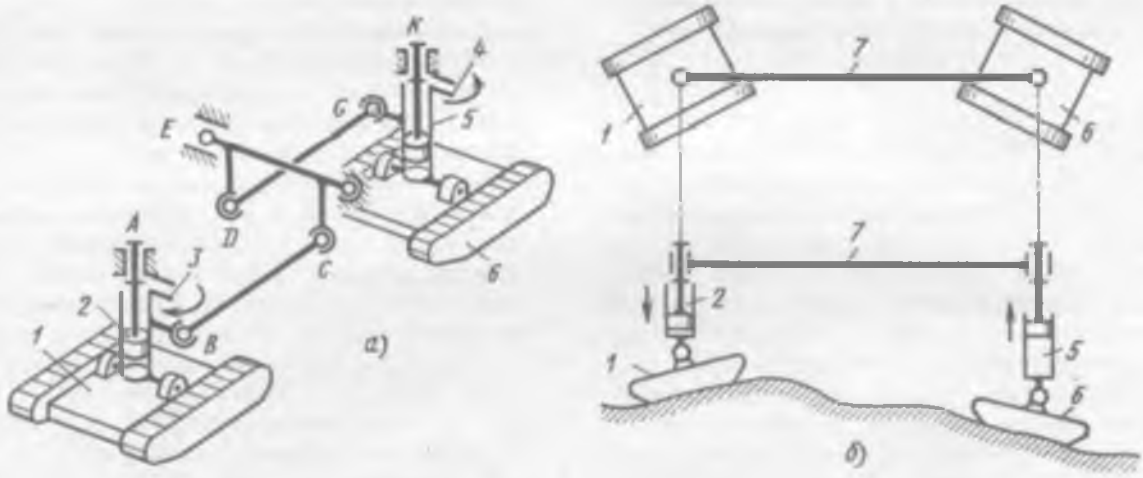


Рис. 17.25. Кинематическое соединение ходовых тележек транспортного средства

положение, при котором его центр тяжести несущественно смещается внутри опорного контура.

На рис. 17.24, *б* представлено положение тележек при неодинаковом поперечном уклоне. Кузов при этом наклоняется вместе с частью рамы *6*.

В транспортном средстве (рис. 17.25) ходовые тележки *1* и *6* связаны с рамой *7* (на рис. 17.25, *а* она принята за стойку) трехподвижными вращательно-поступательными кинематическими соединениями, за счет чего они независимо одна от другой самоустанавливаются относительно поверхности дороги. Рама удерживается в горизонтальном положении с помощью гидроцилиндров *2* и *5*. Тележка *1* снабжена приводом поворота вокруг оси шарнира *A*. Тележка *6* снабжена приводом поворота вокруг оси шарнира *K*; *3* и *4* — выходные звенья приводов.

Тележки связаны между собой пространственным механизмом в виде тяг *BC* и *DG*, соединенных одним концом с тележкой, а другим с рычагом *DEFC*, установленным на раме транспортного средства. При повороте одной из тележек движение через тягу *BC*, рычаг *DEFC* и тягу *DG* передается другой тележке. Вторая тележка может поворачиваться только в противоположную сторону примерно с той же угловой скоростью. Кинематические пары *B*, *C*, *D*, *G* и *F* — трехподвижные сферические, пара *E* — четырехподвижная вращательно-поступательная. Такое решение позволяет исключить в механизме избыточные связи. Считая гидроцилиндры зацертыми, а тележки свободно установившимися, получим пятизвенный механизм с $w = 1$ и с учетом связей в обозначенных буквами шарнирах $q = 1 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 5 + 2 \cdot 1 = -2$. Две лишних (местных) степени свободы (вращение тяг *BC* и *DG* вокруг собственных осей) не влияют на работоспособность механизма.

Каждая из ходовых тележек *1* и *6* разворачивается относительно рамы *7* (рис. 17.25, *б*). Причем рама может оставаться горизонтальной благодаря автономному управлению подъемными гидроцилиндрами *2* и *5*. Тележки *1* и *6* приспосабливаются к рельефу дороги в продольном направлении.

Чтобы рама сохраняла горизонтальное положение в поперечном направлении, в некоторых машинах используют специальную подвеску. Например, у трактора, работающего на крутых склонах (рис. 17.26), кузов *3* при передвижении не наклоняется. В схеме на рис. 17.26, *а* проиллюстрирован принцип

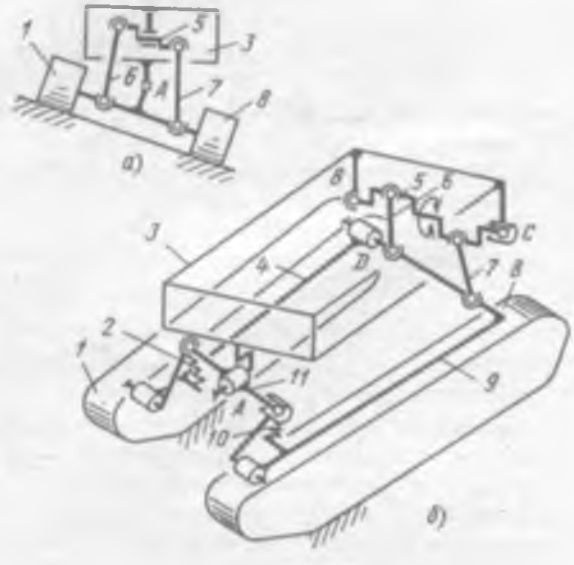


Рис. 17.26. Подвеска кузова трактора для работы на крутых склонах

взаимосвязи кузова и ходовых тележек *8*, а на рис. 17.26, *б* — кинематическая схема устройства.

Кузов *3* шарнирно соединен с траверсой *11*, которая с помощью подвесок *2* и *10* соединена с рамами *4* и *9* гусеничных тележек соответственно. Гусеничные тележки соединены между собой шарнирно в точке *A* и с кузовом *3* связаны пространственным механизмом (звенья *6*, *5*, *7*, *3* и *11*), обеспечивающим горизонтальное положение корпуса при движении гусениц *1* и *8* вдоль склона. Достигается это поворотом кривошипа *5* таким образом, что кузов *3* поворачивается относительно поверхности склона и удерживается в таком положении шатунами *6* и *7*.

Положение кузова определяют центры шарниров *A*, *B* и *C*. Подвески *2* и *10*, их упругие элементы, обеспечивают возможность относительной самоустановки звеньев *4*, *9* и *11*. Силовое замыкание подвесок осуществляется за счет веса кузова.

Чтобы оценить отсутствие в схеме избыточных связей, считают неподвижными звенья, самоустановившиеся под влиянием внешних условий, и рассматривают оставшуюся схему. В данном примере можно остановить звенья *4* и *9*, полагая неподвижными (установившимися под действием силы тяжести кузова) элементы подвесок *2* и *10*, а также при включенном приводе кривошипа считать жестким соединение в точках *B* и *C*. Оставшаяся пространственная система имеет сочлененные звенья *11*, *3*, *6* и *7*, образующие между собой и стойкой одну одноподвижную пару, пять трехподвижных пар и одну четырехподвижную. При $w=0$ число избыточных связей $q=-6\cdot4+5\cdot1+3\cdot5+2\cdot1=-2$, что означает две лишние (безвредные) степени свободы, обусловленные вращением звеньев *6* и *7* вокруг собственных осей.

Таким образом, полученная система представляет собой пространственную ферму без избыточных связей.

Выравнивание нагрузки между несколькими звеньями за счет балансирного соединения. Для обеспечения заданного постоянного соотношения нагрузки на звенья их соединяют балансиром (франц. *balancier* — качать, уравновешивать) — рычагом, совершающим качательное движение около оси его опоры. В автомобилях используют балансирную подвеску, связывающую опоры колес (мосты) с рамой и обеспечивающую их зависимое качание относительно рамы.

Подвеску выполняют в виде двух симметрично расположенных механизмов (рис. 17.27)

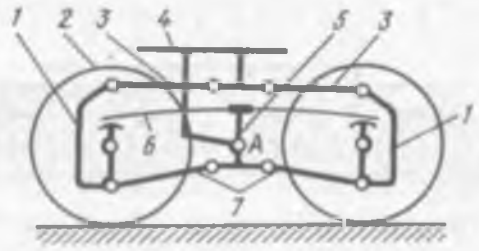


Рис. 17.27. Механизм балансирной подвески автомобиля

по разные стороны машины. На опоре *1* установлены колеса *2*. Каждая опора *1* коромыслами *3* и *7* шарнирно соединена с рамой *4*. Рессора *6* опирается своими концами на опоры *1*, а в средней части прикреплена к ступице *5*, шарнирно установленной на раме *4*. Коромысла *3* и *7* при качании обеспечивают опорам возможность перемещаться вертикально относительно рамы. Вертикальные составляющие нагрузки в основном воспринимаются рессорой *6*, а горизонтальные составляющие и реактивный момент приводных опор — полностью коромыслами. Качание рессоры относительно точки *A* обеспечивает равенство вертикальных составляющих нагрузки.

Наряду с равноплечими балансирами используют рычажные дифференциалы с разными плечами для получения заданного соотношения сил.

При многоточечном опирании транспортного средства на дорожное полотно или гусеничную ленту обеспечивают распределение нагрузки по точкам опирания по определенному закону, как правило, равномерно.

Рассмотрим балансирную подвеску катков (рис. 17.28, *а*). Пара катков *6* и *5* соединена равноплечим рычагом-балансиром *1*. Два таких рычага *1* и *4* в точках *A* и *C* соединены еще одним равноплечим рычагом *2*, который в точке *B* шарнирно соединен с платформой *3*. Платформа *3* опирается еще на такой же комплект катков, соединенных рычагами. При перемещении по ровной поверхности нагрузка на катки будет равномерной. При качании рычагов из-за неровностей дороги будет иметь место неравномерность нагрузки, обусловленная тем, что оси шарниров не лежат на одной прямой.

В схеме на рис. 17.28, *б* всего шесть катков, поэтому они не могут быть сгруппированы так, как показано на рис. 17.28, *а* (попарно), а затем по четыре. Здесь пара катков *6* и *5*, соединенная балансиром *1*, соединена неравноплечим рычагом *7* с катком *9*. Рычаг в точке *D* шарнирно соединен

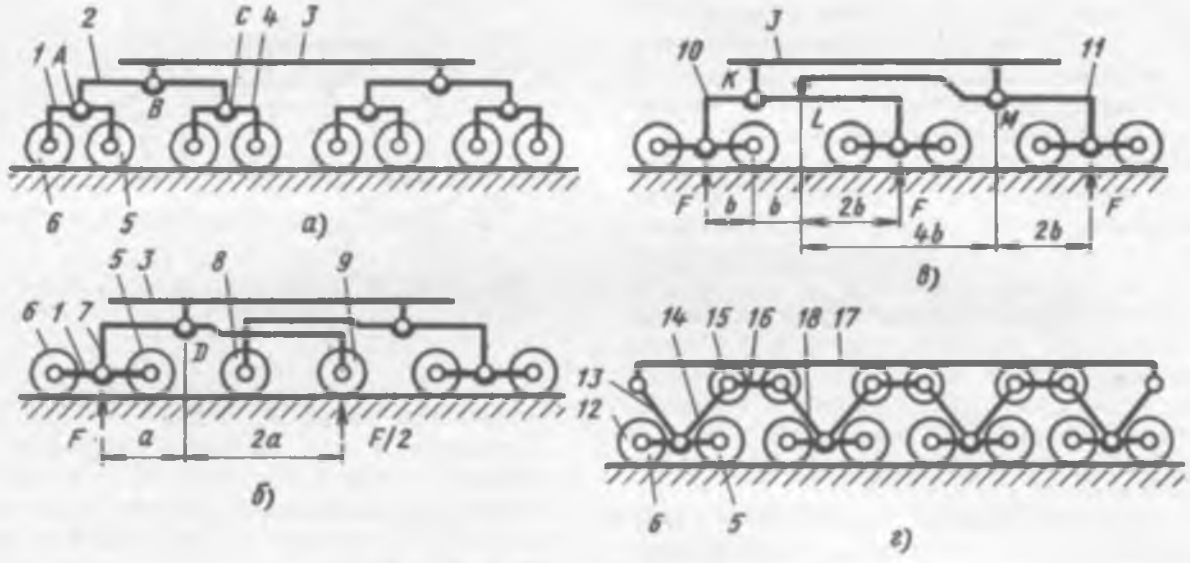


Рис. 17.28. Многокатковые тележки

с платформой *3*. Каток *8* другой опорной тележки расположен на одинаковом расстоянии от катков *5* и *9*. Для равного нагружения катков (реакция F дорожного полотна распределяется на пару катков и равна *F*/2 на один каток) должно выполняться соотношение длин плеч рычага *7*, показанное на рис. 17.28, *б*.

В шестикатковой тележке (рис. 17.28, *в*) катки объединены попарно балансирами, а балансиры связаны между собой и с платформой неравноплечими рычагами *10*, *11*. Для равенства реакций F на каждую из пар катков необходимо иметь соотношение плеч, показанное на схеме.

Все равноплечие рычаги *12* (рис. 17.28, *г*), соединяющие попарно колеса, связаны между собой и с платформой *17*. Крайняя тележка (рычаг *12* и колеса *6* и *5*) присоединена через звено *13* к платформе *17*, а через звенья *14*, *16*, *18* — к другой тележке. Наклонные звенья *13* и *14* образуют равнобедренные треугольники. Звено *16* имеет катки *15*, взаимодействующие с направляющей платформы *17*. При вертикальном перемещении одной из тележек изменяется наклон звеньев *13*, *14*, а катки *15* перемещаются вдоль направляющей, перемещаются также по горизонтали другие тележки до тех пор, пока не будут примерно одинаковыми нагрузки на все тележки. Из-за различия наклона отдельных звеньев (например, звеньев *14* и *18*) нагрузка будет распределяться несколько неравномерно.

В тормозной системе, содержащей несколько тормозов, связанных между собой и управляемых совместно, обязательным условием является одновременное одинаковое прижатие фрикционных элементов всех тормозов.

Колеса *9* (рис. 17.29) железнодорожного состава охватываются колодками *7* и *8*, связанными между собой и с колодками других колес пневмоцилиндром *1*. От пневмоцилиндра *1* через рычаг *11*, балансирное звено *12*, тягу *13*, балансирные звенья *17* движение передается рычагу *14*, а через тягу *15* рычагу *16*. Рычаг *14* связан с системой звеньев *5*, *6*, *4*, *2*, *3* и *10*, образующих со стойкой семизвенный механизм. Со звеньями *5* и *2* шарнирно связаны колодки *7* и *8*, которые при соответствующем положении звеньев прижимаются к колесу *9* или удаляются от него. Семизвенный механизм обеспечивает самоустановку колодок в зависимости от положения оси колеса. Аналогично

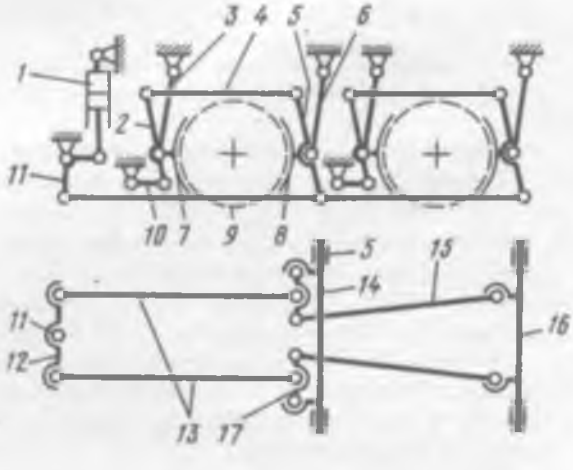


Рис. 17.29. Тормозная система железнодорожного состава

соединение между рычагом *16* и колодками другого тормоза.

В рассмотренных схемах балансирное соединение обеспечивало приспособляемость системы к определенной или произвольной форме сопряженных поверхностей. Аналогично решаются задачи обеспечения самоустановки звеньев из условия равенства сил сопротивления, когда приходится иметь дело с гибкими элементами или пластичной обрабатываемой средой.

В грузоподъемных устройствах, в лифтах, подъемниках при использовании канатной подвески добиваются равномерного распределения нагрузки между несколькими канатами.

В подвесках кабин лифта кабина *7* (рис. 17.30, *а*) и противовес *1* соединены канатами *3*, приводимыми в движение канатоведущим шкивом *2*. Канаты *3* огибают блоки *4*, установленные на кабине, и присоединены к стойке балансирными рычагами *6* и *5*. Равноплечий рычаг *6* обеспечивает равенство натяжения двух канатов, а разноплечий рычаг *5* распределяет силы натяжения между парой канатов и третьим канатом.

Кабина *7* (или противовес) может быть подвешена на четырех канатах, огибающих шкив *2* (рис. 17.30, *б*). Канаты попарно присоединены к рычагам *8*, а рычаги *8* соединены между собой балансирным рычагом *9*, имеющим опору на кабине. Такое соединение позволяет обеспечить равенство натяжений всех четырех канатов.

Одинаковую силу прижатия заготовок при одновременном прессовании идентичных изделий требуется обеспечить в некоторых устройствах технологического оборудования.

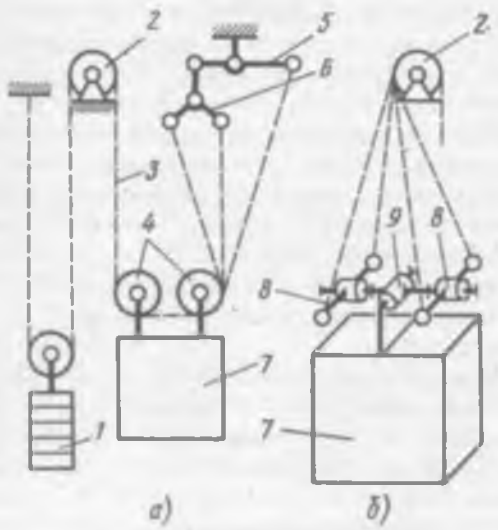


Рис. 17.30. Подвески кабин лифтов

При обработке пластичной среды форма сопряженной поверхности задается формой выходных звеньев, а силы сопротивления зависят от свойств среды. Рассмотрим механизм смыкания плит пресса, формующего древесно-стружечные изделия (рис. 17.31). Плиты *2, 3, 4* подвешены к корпусу *5* с помощью механизма, составленного из коромысел *6*, балансиров *8* и параллельных тяг *10, 9, 7*.

Нижняя плита *2* движется поступательно под действием гидроцилиндра *1*. Плита соединена с корпусом звеньями *10* и *6*, которые при ее движении поворачиваются относительно друг друга. Поворот коромысла приводит к перемещению балансиров *8* и тяг *7, 9*. Плиты *2, 3* и *4* при этом сближаются до смыкания. Вес балансира, попарно соединенных тяг и плиты воспринимается торсионом *11*, расположенным в шарнире и соединяющим звенья *8* и *6*. Каждая плита подвешена на четырех тягах: две в одной плоскости и две в параллельной плоскости (см. тягу *9'*). Симметричная подвеска плит обеспечивает поступательность их перемещения.

Плиты благодаря подвеске на балансирах и компенсации веса торсионами, сближаясь, обеспечивают примерно одинаковое усилие прессования материала между каждой из пар плит.

Аналогично решаются задачи самоустановки в устройствах для резания, разрыхления, разрушения материала. Например, для равномерного нагружения всех корпусов многокорпусного плуга они соединены совместно балансирами (рис. 17.32). Каждый из корпусов *1* шарнирно присоединен к раме *7*. От поворота он удерживается тягой *2*. Тяги *2* попарно соединены балансирной балочкой *3*. Две балочки *3* соединены тягами *4* с балан-

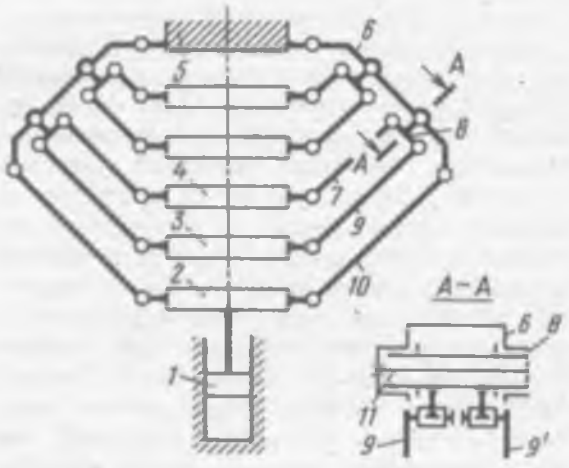


Рис. 17.31. Механизм смыкания плит пресса

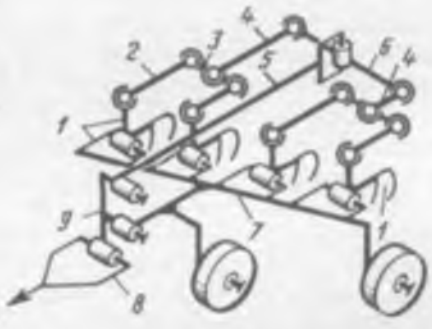


Рис. 17.32. Кинематическое соединение звеньев многокорпусного плуга

сирным рычагом *6*, который через тягу *5* и рычаг *9* связан со звеном *8*, присоединенным к раме трактора.

В процессе функционирования механизмов по схемам, приведенным на рис. 17.16—17.18, идет постоянное относительное перемещение выходных звеньев. Там, где меньше сопротивление, звено выходит вперед, где больше — отстает от других звеньев. Это явление может быть использовано не только в тех случаях, когда требуется равномерно загрузить звенья, но и тогда, когда желательно обеспечить последовательное перемещение (одного за другим) звеньев по наименьшему сопротивлению. В этом случае достаточно рассчитать мощность привода на одно перемещение с наибольшей силой сопротивления.

Для этой цели по аналогии со схемами, приведенными на рис. 17.27—17.32, составляют схемы с использованием рычажных дифференциалов (рис. 17.33), как симметричных (рычаги *9*, *11*, *19*), так и несимметричных (рычаги *7*, *15*). Механизм привода замка (рис. 17.33, *в*) соединяет неподвижно две детали *1* и *3* (рис. 17.33, *а*, *б*). Он может быть использован для дверцы сейфа, люка, стопорного устройства и т. п.

Функциональная особенность его такова, что в первую очередь входит в отверстие детали *1* тот из штырей *4*, *5*, *13*, *14*, *16*, *21*, который встречает наименьшее сопротивление (наилучшее совпадение положений отверстия и штыря). Штырь входит в отверстие до упора *2*. Затем входит в соответствующее отверстие другой штырь, также встречающий наименьшее сопротивление из еще не введенных штырей, и т. д. Благодаря этому мощность привода и движущую силу рассчитывают на введение только одного штыря. Кроме того, можно добиться более плотного соединения штырей и отверстий, так как одновременное введение штырей потребовало бы больших зазоров.

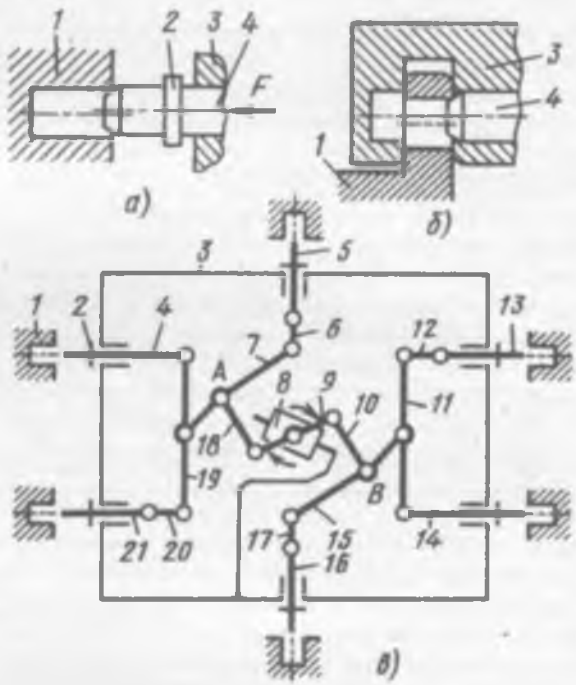


Рис. 17.33. Механизм многоштыревого замка

Решается эта функциональная задача за счет последовательного разветвления кинематической цепи и распределения сил с помощью дифференциалов. Двигатель поворачивает рычаг *9* дифференциала. Две степени свободы его получаются за счет того, что рычаг шарнирно соединен с ползуном *8*, который может самоустанавливаться в зависимости от сопротивления со стороны шатунов *10* и *18*. От шатунов *18* и *10* силы передаются рычагам *7* и *15* соответственно. Далее силы распределяются между штырем *5* и рычагом *19* таким образом, что на штырь *5* приходится сила примерно в 2 раза меньшая, чем на рычаг *19*, приводящий в действие два штыря *4* и *21*. То же самое относится к штырю *16* и рычагу *11*. Рычаг *19* соединен шарнирно с выходным звеном *4* и через дополнительное звено *20* с выходным звеном *21*. Аналогично соединены с рычагами штыри *5*, *16* и *13* через дополнительные звенья *6*, *17* и *12* соответственно. Это требуется для обеспечения необходимого числа степеней свободы в механизме.

При реверсировании привода в первую очередь извлекаются штыри, имеющие наименьший натяг в соединении с углублением и далее в последовательности нарастания силы. Буртик *2* (см. рис. 17.33, *а*) служит для ограничения перемещения штыря в противоположном направлении. Возможны различ-

ные конструктивные решения штыря, например при плотном соприкосновении поверхностей деталей *3* и *1* ограничителем может служить торец глухого отверстия, а с другой стороны звена *4* можно установить упор.

В качестве привода можно использовать гидроцилиндр, размещенный между шарнирами *A* и *B*, а движение в одну из сторон осуществлять пружиной (выполнить замок нормально замкнутым или нормально разомкнутым).

Самоприспособляемость к форме сопрягаемого (захватываемого, поддерживаемого, измеряемого) **предмета.** Самоустановка элементов захватного устройства по форме захватываемого предмета, постепенное прилегание элементов к поверхности предмета и последующее зажатие представляет собой задачу, решаемую с помощью рычажных дифференциалов, многозвенной рычажной цепи и с помощью упругих звеньев и элементов.

Искусственная кисть и захватное устройство (рис. 17.34) имеют захватные элементы, приспособляющиеся к форме захватываемого предмета благодаря соединению элементов, аналогичному представленному на рис. 17.28. Большой палец кисти жестко связан с рычагом *2* (рис. 17.34, *а*), а внутри каждого из четырех других пальцев встроен двухкоромысловый механизм (звенья *6*, *7*, *8* и стойка), у которого шатун *8* и коромысло *6* приводят в движение фаланги пальцев. Механизмы, имитирующие пальцы, связаны между собой попарно тягами *5* и равноплечими рычагами-балансирами *4* и *9*. Рычаги связаны между собой рычагом-балансиром *3*, которому сообщается движение от гайки-ползуна *11*. Ползун приводится в движение винтом *12*. Через тягу *1* передается движение рычагу *2*, а через рычаг *3* — четырем пальцам кисти.

Дифференциальная связь пальцев обеспечивает одинаковую нагрузку на них. При захвате предмета пальцы равномерно прилегают к его поверхности. Одна пара пальцев (рычаг *9*) связана со стойкой пружиной *10*. Если эти пальцы не встречают сопротивления, то они под действием пружины *10* сжимаются, а захват происходит указательным, средним и большим пальцами. При захвате ручки портфеля и других подобных предметов пружина *10* обеспечивает постоянную составляющую силы, удерживающей предмет.

Губки адаптивного захватного устройства (рис. 17.34, *б*) выполнены в виде направляющих *16* и *21*, на которых смонтированы элементы *23*, имеющие между собой уравнительную связь. Крайние элементы соединены шарнирно средним звеном *17* с направляющей *16*, а другим звеном — с ползуном *14*. Средние элементы соединены с двумя соседними элементами. Элементы самоустанавливаются по поверхности захватываемого объекта. Если поверхности объекта параллельны направляющим, то нагрузка на элементы распределяется равномерно.

В нерабочем положении захватного устройства вес элементов воспринимается пружинами *15*, а ползуны удерживаются пружинами *13*. Направляющие *16* и *21* соединены с корпусом *19* поступательными парами, сдвигаются и раздвигаются они вращением зубчатого колеса *20*, зацепляющегося с рейками *18* и *22*.

Существуют и более простые захватные устройства, но обладающие невысокими свойствами адаптации. В схеме на рис. 17.35 показана искусственная кисть, в которой приводится в движение большой палец и блок остальных пальцев. Движение сообщается ползуну *6*. Ползун *6* передает движение большому пальцу через звенья *8* и *10*, которые в совокупности с ползуном *6* и стойкой *11* образуют ползунно-коромысловый механизм. Остальные звенья образуют двухконтурную кинематическую цепь. Звено *7* вместе со звеньями *5*, *13* и *3* образует структурную группу класса IV. К ней присоединена пара звень-

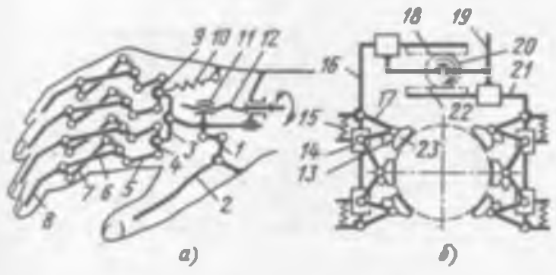


Рис. 17.34. Искусственная кисть и захватное устройство на основе рычажных дифференциалов

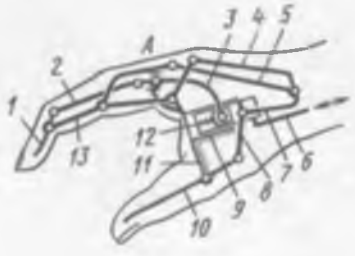


Рис. 17.35. Искусственная кисть на основе многозвенной кинематической цепи

ев *1* и *2*. Замыкает кинематическую цепь двухползунный механизм (звенья *4*, *9* и шарнир *A* с ограниченным перемещением в направляющих стойки *11*). Ползун *9* связан пружиной *12* с ползуном *6*.

При движении ползуна *6* вправо звенья *1*, *13*, *2* и *10* расходятся и кисть раскрывается, при движении ползуна *6* влево звенья сходятся и кисть сжимается. В зависимости от конфигурации захватываемого предмета звено *1* может принимать различное положение относительно звеньев структурной группы класса IV. Это возможно благодаря его упругой связи через звенья *2*, *4*, *9* и пружину *12* с входным звеном *6*.

Захватные устройства могут быть выполнены на основе упругих элементов и упругих соединений жестких элементов. Губки *1* и *6* (рис. 17.36, *а*) выполнены в виде эластичных камер переменной в поперечном направлении жесткости. При подаче через каналы *2* и *5* сжатого воздуха камеры изгибаются, прилегают к захватываемому предмету и прижимают его к базирующей призме *5*, установленной так, что ее возможно регулировать относительно корпуса *3*.

Губки захватного устройства могут быть выполнены в виде набора элементов *7* (рис. 17.36, *б*), закрепленных на листовых пружинах *8* и *12*. Пружины прикреплены к корпусу *11*. Управляется устройство звеном *10*, которое натягивает тросы *13*. Тросы *13* присоединены к крайним элементам, проходят в отверстия каждого элемента и, огибая ролики *9*, соединены со звеном *10*. При натяжении тросов пружины *8* и *12* изгибаются, а элементы *7* прижимаются к захватываемому объекту.

Есть еще одна возможность приспособления к форме объекта — самоустановка устройства для определенной ориентации его относительно заданной поверхности. Например, в устройстве для измерения отклонения от круглости (рис. 17.37) звено *4* с закрепленным на нем прибором *3* базируется относительно трех точек *A*, *B* и *C* измеряемого профиля. Звенья *AB* и *BC* соединены шарнирно, а звено *BC* соединено с звеном *4* поступательной парой. Полка *1* звена *AB* ориентирует валик *2*, закрепленный на звене *4*, таким образом, что его центр с допустимым приближением совпадает с центром *O* прилегающей окружности. Силовое замыкание полученного таким образом механизма осуществляется пружиной *5*. Через центр *O* проходит измерительный наконечник *6*, точка *D* которого касается измеряемого профиля. Наконечник связан поступательной парой с валиком *2*. Отклонения от круглости вызывают продольные перемещения наконечника *6*, которые преобразуются в показания прибора *3*.

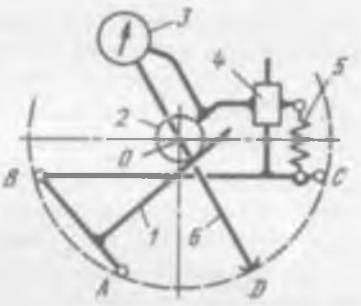


Рис. 17.37. Самоустанавливающееся устройство измерительного прибора

Самоприспособляемость к месту расположения сопрягаемого предмета. Если нельзя сдвигать захватываемый предмет, пока он не зажат с обеих сторон, нужно отслеживать его перемещения, смягчать динамические нагрузки при смещении захватываемого предмета, использовать специальные самоустанавливающиеся устройства. Они основаны на использовании различных схем дифференциалов (см. рис. 17.38, 17.39) и упругих элементов (см. рис. 17.40, 17.41.).

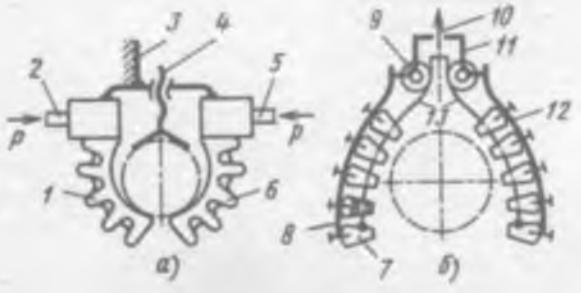


Рис. 17.36. Захватные устройства на основе упругих элементов и соединений

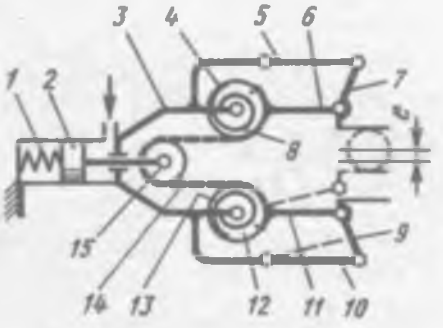


Рис. 17.38. Самоустанавливающееся захватное устройство

Рабочее оборудование манипулятора (рис. 17.38) выполнено в виде сходящихся и расходящихся губок, ориентирующихся относительно захватываемого предмета. Губки *7* и *9* соединены между собой дифференциальным механизмом. В частном случае он выполнен в виде ленточной передачи с двумя степенями свободы. Передача имеет натяжной ролик *15*, ось которого перемещается поршнем *2* влево и пружиной *1* вправо. При движении ролика влево перемещается лента *14* и поворачивает шкивы *4* и *12*, связанные с губками *7* и *9* соответственно. Каждая губка соединена с корпусом *3* двумя параллельными звеньями (звенья *5*, *6* для губки *7* и звенья *10*, *11* для губки *9*), что обеспечивает ее поступательное перемещение. Каждый из рычагов *6* и *11* жестко соединен со шкивом *4*, *12* соответственно и лентой *14*.

При сближении губок, если одна из них первой коснется захватываемого предмета (на рис. 17.38 губка *7*), то она останавливается. При этом шкив *4* неподвижен, ролик *15* при перемещении влево начинает вращаться, а лента *14* поворачивает шкив *12* и соответственно губка *9* перемещается до соприкосновения с захватываемым предметом. Далее губки зажимают предмет с одинаковой силой с обеих сторон. Таким образом обеспечивается захват предмета, смещенного относительно оси корпуса *3* на величину *e*. Разжимаются губки с помощью ленточных пружин *8* и *13* при перемещении ролика *15* вправо.

Устройство для измерения отклонений диаметра шлифуемой детали (рис. 17.39) совершает колебания относительно ее оси вращения. В данной схеме использован рычажный дифференциал с упругими шарнирными соединениями и опорами. Диаметр детали *9* измеряется с помощью наконечников *8* и *10*, контактирующих с деталью. Перемещение наконечников *8* и *10* передается соответственно на рычаги *7* и *1*. Рычаги *7* и *1* присоединены к корпусу упругими шарнирами *12* и *11*, представляющими собой расположенные под прямым углом листовые пружины. Движение от рычагов *7* и *1* передается на суммирующий рычаг *5*. Этот рычаг соединен с рычагом *1* упругим шарниром *3*, а с рычагом *7* с помощью ножевой опоры. Далее движение передается на ножку *4* индикатора. Рычаг *5* удерживается пружиной *6*, а рычаг *1* прижат пружиной *2*. Соединен с корпусом прибора с помощью пружины также рычаг *7*, благодаря чему обеспечивается постоянный контакт наконечников *8* и *10* с деталью *9*. Принцип действия прибора основан на регистрации разности перемещений наконечников *8* и *10*. Длины рычагов кинематических цепей от наконечника до индикатора выбраны такими, что передаточные отношения обеих кинематических цепей одинаковы. Перемещения наконечников в одну сторону на одну и ту же величину приводят к одновременному повороту рычагов *7* и *1* в одну сторону и повороту рычага *5* вокруг точки контакта с ножкой индикатора. При этом стрелка индикатора не отклоняется. Рычаг *5* перемещает ножку индикатора только при несинхронном перемещении наконечников *8* и *10*, т. е. при изменениях диаметра детали.

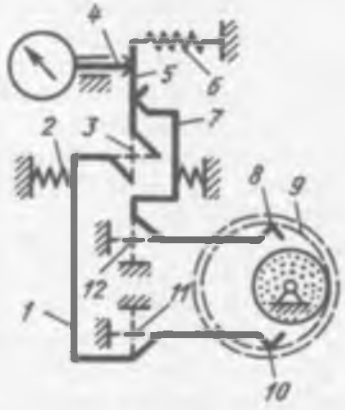


Рис. 17.39. Измерительное устройство, отслеживающее положение шлифуемой детали

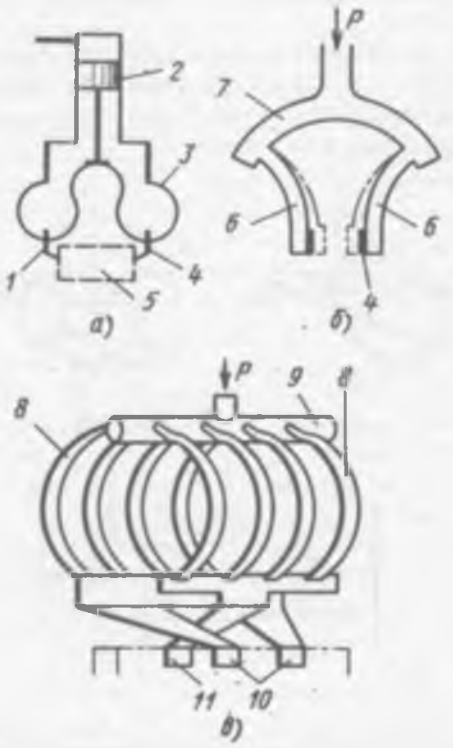


Рис. 17.40. Упругие захватные устройства

В упругих захватных устройствах (рис. 17.40) компенсация отклонений от заданного положения захватываемого предмета осуществляется за счет упругости приводных звеньев. Губки *1* и *4* (рис. 17.40, *а*) установлены на ленточной пружине *3* и за счет ее упругости зажимают перемещаемый предмет *5*. Разводятся губки гидроцилиндром *2*, установленным в корпусе захватного устройства.

Пневматические захватные устройства (рис. 17.40, *б* и *в*) имеют упругие криволинейные трубки *6*, *8*. Губка *4* установлена на упругой трубке *6*. При подаче в трубку сжатого воздуха из канала *7* она стремится разогнуться (положение показано штриховыми линиями). При этом губки зажимают предмет.

Одна группа упругих трубок *8* (рис. 17.40, *в*) может быть соединена с губкой *10*, а вторая группа — с губкой *11*. При подаче сжатого воздуха губки сходятся, а при соединении канала *9* с окружающей средой губки благодаря упругости трубок расходятся.

Механизм соединения захватного устройства с манипулятором (рис. 17.41) обеспечивает гашение динамических нагрузок на манипулятор при захвате и в начале перемещения объекта. Захватное устройство (рис. 17.41, *а*) выполнено в виде двух частей: губок *2*, управляемых приводом *3*, и звена *5*, шарнирно соединенного с манипулятором *4*. Обе части соединены между собой демпферами *1*.

В трехстороннем захватном устройстве губками *6* (рис. 17.41, *б*) управляет привод *7*, установленный на рамке *8*, которая соединена демпферами *1* со звеном *5*.

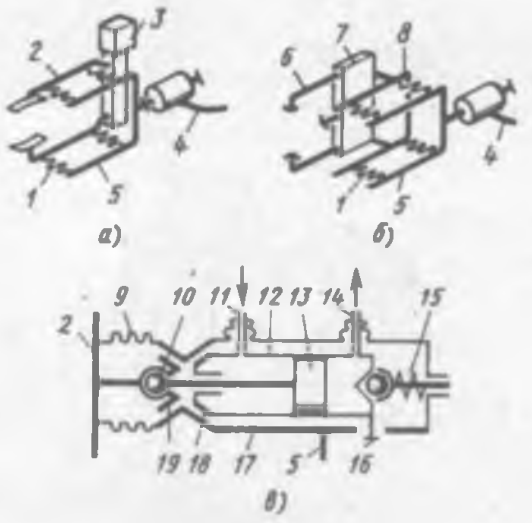


Рис. 17.41. Упругая управляемая подвеска захватного устройства

На рис. 17.41, *в* приведено конструктивное решение демпфирующего устройства, установленного между звеньями *2* и *5*. Основными узлами являются гибкий элемент *9* и устройство его блокировки, приводимое в действие пневмоцилиндром *12*. Процесс захвата начинается при наличии только гибкой связи между звеньями *2* и *5*. Сферический шарнир *10* и гибкая подвеска цилиндра *12* обеспечивают свободу относительного перемещения звеньев *2* и *5*. Цилиндр поджат в осевом направлении пружиной *15*, а от проворота удерживается штифтом *16*. После того как губки зажмут объект, подается воздух в канал *11* и выпускается из канала *14*. Поршень *13* перемещается вправо, а цилиндр *12* влево. Конусы *18* и *19* сближаются и центрируют звено *17*, между звеньями *2* и *5* осуществляется жесткая связь.

При гибкой связи динамические нагрузки, обусловленные погрешностями относительного положения объекта и захватного устройства, не передаются на манипулятор. Осуществление жесткой связи начинается тогда, когда процесс захвата завершен и объект вместе с подвижной частью захватного устройства подтягивается к манипулятору.

Приспособляемость к полезной нагрузке

В зажимных и фрикционных механизмах целесообразно, чтобы сила прижатия звеньев возрастала пропорционально полезной нагрузке. В некоторых других механизмах возникает необходимость компенсации деформации звеньев из-за наличия силы, действующей перпендикулярно к направлению движения. Есть два пути: повышение жесткости в данном направлении; направленное противодействие на соответствующие звенья, зависящее от передаваемой нагрузки.

В фрикционной передаче (рис. 17.42, *а*) с ведущим *1*, ведомым *2* и промежуточным *4* фрикционными колесами колесо *4*, подвешенное на звеньях *3*, при направлении вращающихся моментов T_1 и T_2, показанном на схеме, затягивается между колесами *1* и *2*. Чем больше моменты, тем больше сила прижатия звеньев *1* и *4*, *4* и *2*. Для самозатягивания необходимо, чтобы начальный угол $\gamma < 2\rho$, где ρ — угол трения между колесами. Это условие является приближенным, так как не учитывает трения в шарнирах.

В поступательной фрикционной передаче (рис. 17.42, *б*) тележка *5* перемещается от

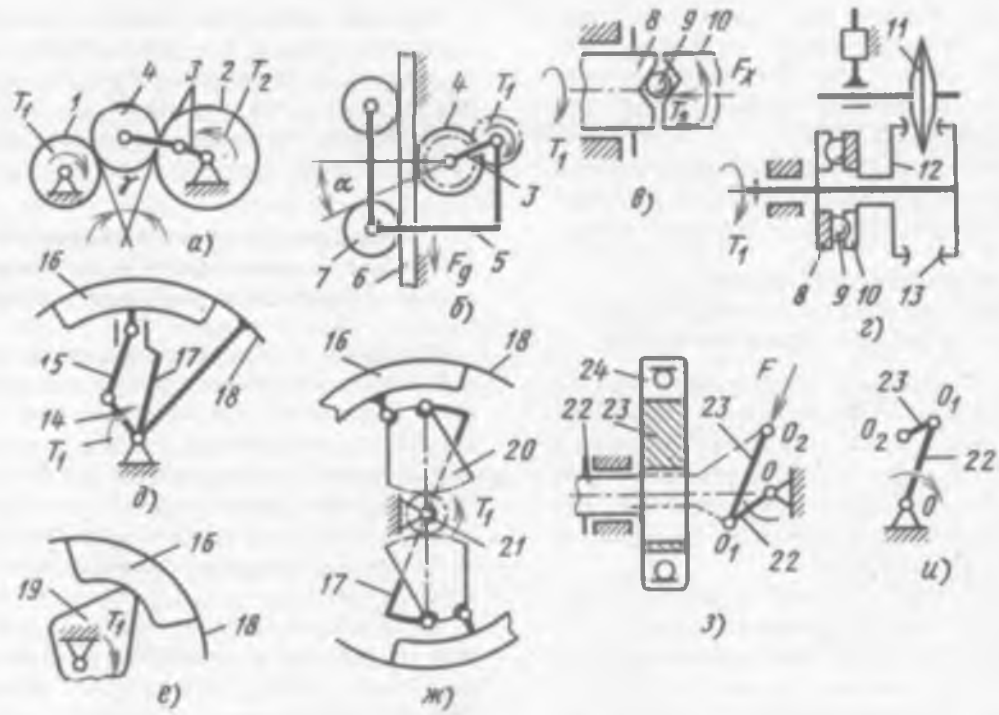


Рис. 17.42. Самозатягивающиеся механизмы

носительно рельса *6*. Рельс зажат между роликами *7* и колесом *4*. Колесо *4* вращается под действием момента T_1. Чем больше сила тяжести F_g тележки, тем в большей мере расклинивается звено *3* и прижимается колесо *4* к рельсу *6*. Момент T_1 находится в прямой зависимости от нагрузки F_g. Угол α выбирают в первом приближении меньше угла трения ρ между рельсом и колесом *4*. На условие самозатягивания так же, как в схеме на рис. 17.42, *а*, влияет трение в шарнирах.

В устройстве для осевого нажатия (рис. 17.42, *в* и *г*) во фрикционных передачах под действием моментов T_1 и T_2 звенья *8* и *10* стремятся повернуться относительно друг друга. Скосы, имеющиеся на звеньях, взаимодействуют через шарик *9* и приводят к относительному осевому перемещению звеньев до тех пор, пока не уравняются моменты на звеньях *8* и *10* и соответственно не будет обеспечена необходимая сила прижатия, например, дисков *12* и *13* к дискам *11*. Осевая сила F_x либо воспринимается подшипником звена *8* (см. рис. 17.42, *в*), либо замыкается на звене *11* (см. рис. 17.42, *г*). Угол скоса α определяет соотношение между окружной силой F_t, приведенной к точке касания шарика и скоса, и осевой силой $F_x = F_t/\mathrm{tg}\alpha$.

Во фрикционных колодочных муфтах (тормозах) сила прижатия колодок *16* (рис. 17.42, *д*—*ж*) определяется значением момента T_1. Барабан *18* не может передать движение звену *14*, если отсутствует или недостаточен момент T_1 и, следовательно, колодки *16* недостаточно прижаты к барабану *18*. Движение в передачах, приведенных на рис. 17.42, *д* и *ж*, может быть передано лишь при направлении момента T_1, показанном стрелкой. Устройства, данные на рис. 17.42, *д*—*ж*, работают как некоторые разновидности механизма свободного хода.

В схеме на рис. 17.42, *д* использован механизм, который может быть представлен как кривошипно-ползунный относительно звена *17*. Роль ползуна выполняет колодка *16*. Кривошип *14* воздействует на колодку через шатун *15*. В схеме на рис. 17.42, *е* использован кулачковый механизм. Кулачок *19* при повороте в любом направлении прижимает колодку *16* к барабану *18*. С увеличением момента сила прижатия колодки возрастает. В схеме на рис. 17.42, *ж* при повороте шестерни *21* поворачиваются зубчатые секторы *20* и колодки *16* прижимаются к барабану *18*. Секторы *20* шарнирно связаны со звеном *17*.

Схемы устройств, показанных на рис. 17.42, *з*, *и*, используют в саморегулируемых дисковых генераторах волн волновых зубчатых и фрикционных передач. На эксцентриковом валу *22* установлен эксцентрик *23* с подшипником *24*. Сила F воздействия гибкого колеса на генератор волн направлена

вдоль линии центров O_1O_2 (без учета трения). Чем больше момент на звене OO_1, тем больше сила F. На рисунках показаны варианты с различным соотношением эксцентриситетов O_1O_2 и OO_1.

Применение механизмов, представленных на рис. 17.42, *з*, *и*, позволяет исключать относительный проворот гибкого и жесткого колес.

17.3. СОГЛАСОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И НАГРУЗОЧНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНСТРУКЦИИ

Один из принципов конструирования заключается в том, чтобы выбранная конструктивная схема, форма отдельных элементов в наибольшей мере соответствовали задаче восприятия и передачи нагрузки при минимальных массе, габаритных размерах и потере энергии на трение.

Для выполнения данного принципа желательно выбирать конструктивную схему, в которой имело бы место кратчайшее расстояние замыкания силовых линий (воображаемых линий для изображения силового поля). Чем меньше длина замкнутого контура силовых линий, тем меньше требуется соединений, тем меньше деформируются детали и соединения, тем меньше расходуется материала для решения задачи восприятия и передачи сил. В то же время следует учитывать, что не все материалы и конструкции в одинаковой мере работают в любом направлении, что может предопределить увеличение длины замкнутого контура силовых линий.

Целесообразно распределять силовые линии на параллельные потоки, что позволит иметь вместо консольного нагружения распределение нагрузки на две и более опоры, иметь пространственную схему нагружения, а следовательно, меньшую деформацию и более легкую конструкцию. Кроме того, появляется возможность повысить и другие качественные показатели за счет уменьшения размеров нагружаемых элементов.

В некоторых случаях не удается или нецелесообразно исключить избыточные связи и получить статически определимую систему. Для статически неопределимых многопоточных систем предусматривают меры по распределению нагрузки по элементам в соответствии с их нагрузочной способностью. Для одинаковых элементов желательно иметь равную нагрузку. То же самое относится к распределению нагрузки по площади сопряжения деталей и к распределению силовых линий по сечениям деталей; здесь речь идет о равнонагруженности и о равнопрочности.

Высокую работоспособность деталей и их элементов получают, обеспечивая плавное изменение направления передачи сил (силовые линии без существенных перегибов) и исключая тем самым локальное сгущение силовых линий в местах перегиба.

Жесткость деталей и соединений. Общие закономерности и предпосылки для согласования геометрии и нагрузки

Жесткость — сопротивляемость детали или соединения изменению формы под действием сил. Жесткость представляет собой силу, способную вызвать по своему направлению определенное перемещение (деформацию). Под определенным перемещением обычно понимают единицу перемещения. Жесткость — величина обратная податливости тела деформированию.

Жесткость оценивают через упругие свойства материала и геометрию сечения деформируемого тела. При растяжении-сжатии стержня жесткостью называют произведение ES в соотношении $\varepsilon = F/(ES)$, где ε — относительное удлинение; F — сила; E — модуль упругости; S — площадь поперечного сечения. При кручении круглого стержня жесткостью называют произведение GJ_p, входящее в соотношение $\theta = T/(GJ_p)$, где θ — относительный угол закручивания стержня; T — крутящий момент; G — модуль сдвига; J_p — полярный момент инерции сечения. При изгибе бруса жесткостью называют произведение EJ, входящее в соотношение $\varkappa = M/(EJ_p)$, где $\varkappa$ — кривизна изогнутой оси бруса (величина, обратная радиусу кривизны); M — изгибающий момент; J_p — осевой момент инерции поперечного сечения; и в соотношение $d\theta = Mdx/(EJ_p)$, где $d\theta$ — поворот поперечного сечения бруса на длине dx его продольной оси.

Для контактирующих деталей определяют *контактную жесткость*, характеризуемую сопротивляемостью поверхностных слоев деталей. Контактные упругие перемещения в общем балансе перемещений деформируемых деталей составляют до 50 %, а в отдельных узлах до 90 %. Например, контактные перемещения в шпоночных и шлицевых соединениях, муфтах, опорах валов вызывают до 1/3 общих угловых перемещений валов.

Контактные перемещения уменьшают частоты собственных колебаний, смягчают ударные нагрузки и оказывают демпфирующее воздействие. В то же время они могут привести к существенной неравномерности рас-

пределения нагрузки в местах сопряжений (например, контактные перемещения в опорах валов могут привести к перекосам в зубчатом зацеплении колес, установленных на этих валах). В ряде случаев они, наоборот, способствуют выравниванию нагрузки (например, между витками резьбы, по поверхности стыка болтового соединения).

Контактная жесткость зависит от шероховатости сопряженных поверхностей, наличия смазочного материала между поверхностями, от материала деталей, от характера движения и нагружения деталей и от формы поверхности [4].

При центральном нагружении плоских стыков $\delta = c\sigma^m$, где δ — контактное перемещение; σ — среднее давление в стыке; c — коэффициент, зависящий от геометрии поверхностей и свойств материала; m — показатель степени. Например, для повторных центральных нагружений стыков стальных деталей, имеющих шлифованную поверхность, $c = 0{,}25 \ldots 0{,}5$; $m = 0{,}5$. Для шарикоподшипников при сжимающей нагрузке F сближение шариков и обоих колец $\delta = cF^{2/3}$, где $c \approx (0{,}7 \ldots 0{,}002)d$; здесь d — внутренний диаметр, $d = 30 \ldots 120$ мм.

На контактную жесткость влияют отклонения формы и расположения поверхностей. Контактная жесткость может быть повышена за счет предварительного натяга.

Жесткость выбирают из следующих условий недопустимости явлений: 1) потеря устойчивости сжимаемых тонких стержней, пластин, оболочек; 2) резонансные колебания или автоколебания; 3) нарушение правильного взаимодействия сопряженных звеньев; 4) уменьшение точности изготовления деталей на технологическом оборудовании.

В частности, недопустимый прогиб валов нарушает правильность работы зубчатого зацепления (рис. 17.43, *а*) и подшипников (рис. 17.43, *б*). Неодинаковая крутильная жесткость участков *2* и *3* вала (рис. 17.43, *д*) приводит к несинхронному вращению деталей *1* и *4* (это нежелательно, например, в механизмах передвижения мостовых кранов).

Расчет на жесткость сводится к определению критической силы и критической частоты вращения для условий 1 и 2 и сравнению их с фактической силой или предусмотренной частотой вращения. Для условий 3 и 4 определяют прогибы, углы наклона оси, углы закручивания и сравнивают их с допустимыми. При неблагоприятных результатах сравнения жесткость соответственно изменяют.

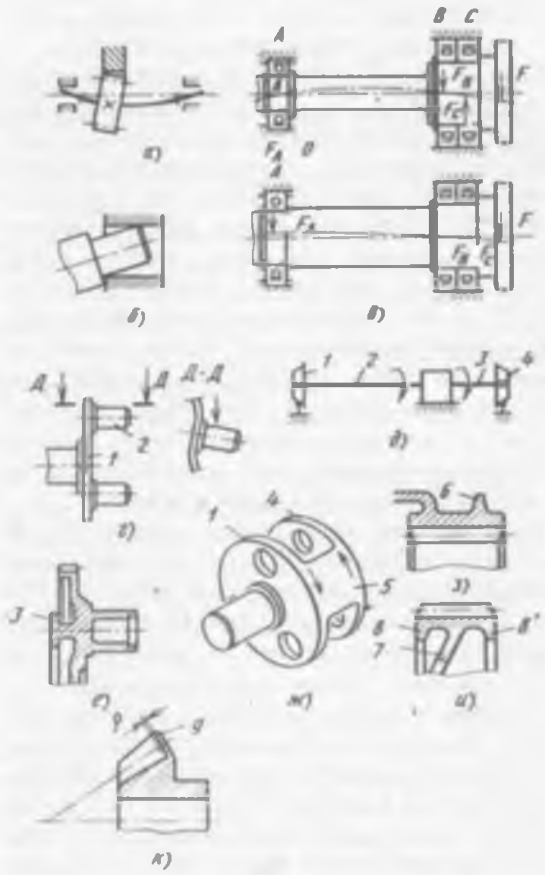


Рис. 17.43. Влияние жесткости деталей и элементов на их взаимодействие с сопряженными деталями и элементами

Недостаточная жесткость отдельных элементов конструкции или неправильный выбор соотношений жесткости может привести к неблагоприятному распределению нагрузки на сопряженные с ними элементы и опоры.

Например, прогиб вала может привести к тому, что подшипник *А* (рис. 17.43, *в*, верхний) окажется почти не нагруженным, а реакция в опоре *С* будет равна сумме полезной нагрузки *F* и реакции в опоре *В*. Увеличение жесткости позволяет более рационально загрузить подшипники (рис. 17.43, *в*, нижний). При этом благодаря одностороннему восприятию силы существенно уменьшится общая деформация подшипниковой опоры *ВС*. В данной схеме наряду с жесткостью играет роль также соотношение радиальных зазоров в подшипниках *А*, *В* и *С*.

Повысить жесткость можно увеличением сечения звеньев, но это приведет к существенному увеличению массы. Поэтому лучше сначала попытаться выбрать схему такой, чтобы деформации не влияли или влияли незначительно на качественные характеристики

взаимодействия звеньев. Например, если зубчатые колеса разместить симметрично относительно опор (рис. 17.43, *а*), то не будет перекоса зубьев, вызванного изгибом вала. Неблагоприятные явления могут быть устранены применением самоустанавливающихся подшипников (рис. 17.43, *б*). На участке *3* вала (рис. 17.43, *д*) можно ввести упругую вставку, выравняв жесткость участков *2* и *3*.

Повышение жесткости валов обеспечивается за счет конструкции размещения опор. Например, симметричная балка, свободно опертая по краям, имеет максимальный прогиб в 4 раза больший, чем балка такой же длины с жесткой заделкой обоих концов, и в 16 раз меньший, чем консольная балка (с жесткой заделкой одного конца).

При выборе конструкции целесообразно повышать жесткость только в направлении деформирования, вызывающего неблагоприятные явления. Например, водило планетарной передачи в виде диска *1* (рис. 17.43, *г*) с консольными осями *2* деформируется под действием силы F в окружном направлении. Чтобы уменьшить деформацию в этом направлении, делают ребро жесткости *3* (рис. 17.43, *е*). Еще больший эффект достигается при расположении осей в опорах, размещенных в двух параллельных дисках *1* и *4* (рис. 17.43, *ж*), жестко связанных между собой перемычками *5*. Направления деформации здесь показаны стрелками. В конструкции зубчатого колеса с внутренними зубьями (рис. 17.43, *з*) ребро *6* позволяет выравнять нагрузку по длине зуба за счет уменьшения деформации обода в правой части приведенного сечения.

Обод зубчатого колеса, показанного на рис. 17.43, *и*, имеет наибольшую жесткость в плоскости расположения диска *7*. Чтобы уменьшить деформацию по краям обода выполнены ребра *8* и *8'*.

Коническое зубчатое колесо, представленное на рис. 17.43, *к*, имеет зубья, полученные пластическим деформированием. Они объединены по внешнему торцу перемычкой *9*, которая существенно увеличивает их жесткость. Зубья имеют небольшой переходной участок, характеризуемый размером ρ от рабочей поверхности до поверхности перемычки. Благодаря исполнению, приведенному на рис. 17.43, *к*, может быть значительно повышена нагрузочная способность зубьев по критерию изгибной прочности.

Выполнение ребер жесткости является распространенным приемом увеличения ее только в направлении действия силы. Ребра сопрягаются с тонкостенной конструкцией, которая несет незначительную часть нагрузки в данном направлении. Наиболее часто ребра жесткости выполняют в литых и сварных корпусах, шкивах, колесах, фланцах и других подобных деталях. В деталях из чугуна следует предусматривать ребра, работающие только на сжатие.

Для тел вращения наиболее просто выполнять радиальные ребра (рис. 17.44, *а*). Но на крупногабаритных деталях они могут дать трещины при усадке или в процессе работы вследствие значительных остаточных напряжений из-за неравномерного застывания металла в отливке. Такое явление исключается при выполнении тангенциальных (рис. 17.44, *б*) и спиральных (рис. 17.44, *в*) ребер. Наиболее рационально сечение ребра с возможностью извлечения детали из формы за счет боковых уклонов (рис. 17.44, *г*).

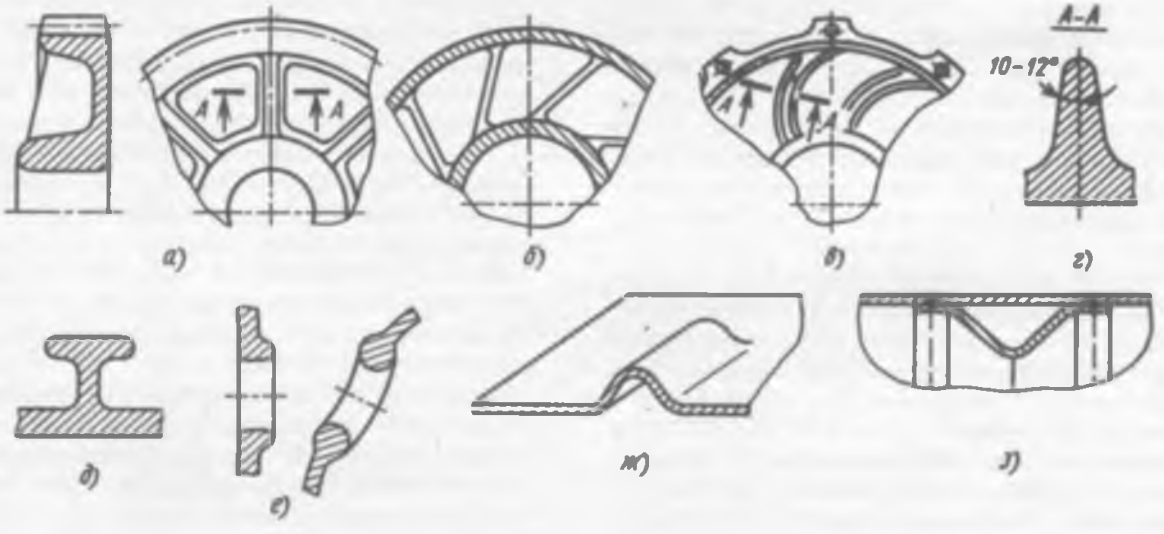


Рис. 17.44. Ребра жесткости

Ребро, показанное на рис. 17.44, *д*, лучше работает на изгиб, но менее технологично в изготовлении. Сопряжения ребер с другими элементами детали должны быть плавно скругленными. Ребра занижают относительно обрабатываемых поверхностей (см. на рис. 17.44, *а* торец ступицы).

Разновидностью ребер является кольцевое утолщение необрабатываемых отверстий в стенках отливок (рис. 17.44, *г*). Такое исполнение уменьшает ослабление сечения, обеспечивает более равномерное остывание отливки, снижает концентрацию напряжений.

В тонкостенных деталях предусматривают ребра в виде продольных, кольцевых и других выступов различного сечения (рис. 17.44, *ж*). Разновидностью ребер является пояс жесткости, с помощью которого повышают устойчивость цилиндрических и конических оболочек. На рис. 17.44, *з* кольцевой пояс, полученный гибкой из полосы, приварен к оболочке точечной сваркой и образует с ней сечение коробчатой формы.

Контуры замыкания силовых линий

Кратчайшее замыкание силовых линий заключается в выборе схемы с минимальным количеством стыков, кинематических пар, соединений, а также податливых элементов в замкнутом силовом контуре. В первую очередь предусматривается исключение из силового контура элементов, не участвующих в выполнении заданной функции.

Во фрикционном тормозе диск *1* (рис. 17.45, *а*) прижат с одной стороны поршнем *2*, перемещаемым в цилиндре *3*. Сила прижатия поршня к диску замыкается через рабочую жидкость в цилиндре, торцовые стенки цилиндра *3*, корпус *5*, подшипник *4* и податливый диск *1*. Диск при этом деформируется, а подшипник *4* нагружается в осевом направлении.

В схеме на рис. 17.45, *б* в контуре замыкания силовых линий исключены подшипник и податливая часть диска. Диск не изгибается, а сжимается с обеих сторон, но при этом он должен переместиться на величину зазора δ. В схеме на рис. 17.45, *в* поршни расположены с обеих сторон диска, а контур замыкания силовых линий следующий: поршень *2* — рабочая жидкость в цилиндре *6* — поршень *7* — диск *1*. При этом диск *1* только сжимается, но не перемещается и не деформируется.

Рассмотрим два варианта схем мотор-барабана. В первом варианте (рис. 17.45, *г*) подшипники *9* и *11* барабана *10* расположены на консольных элементах *8* и *12*, закрепленных на платформе *15*. Во втором варианте (рис. 17.45, *д*) подшипники опираются на раму *16*, составленную из корпусов передачи *14* и двигателя *13*. Деформации консольных элементов на рис. 17.45 *г* под действием силы F_r в большей мере отразятся на функционировании привода, помещенного в барабан, чем деформация рамы *16* на рис. 17.45, *д*. Во втором варианте, кроме того, проще осуществить необходимую точность расположения опорных элементов.

Направление замыкания силовых линий

Направление замыкания силовых линий важно в двух случаях: при использовании материалов с анизотропными свойствами; при возможности потери устойчивости длинных стержней, тонкостенных оболочек и т. п. при сжатии.

Детали из чугуна и бетона в схеме силового замыкания стремятся располагать таким

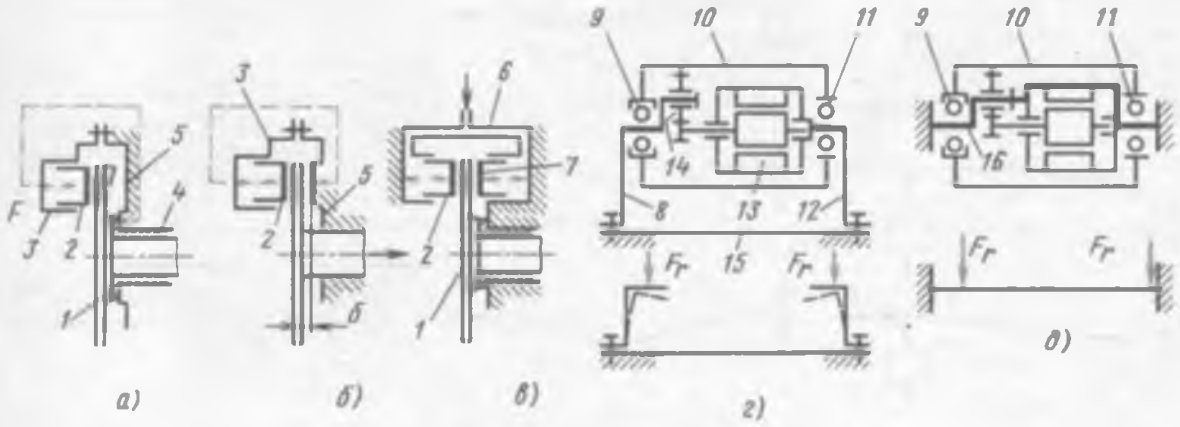


Рис. 17.45. Схемы замыкания силовых линий

образом, чтобы они работали на сжатие, а детали из армированных волокнами материалов, наоборот, предпочтительно нагружать растягивающими силами. Наряду с выбором схемы силового замыкания в этих случаях принимают меры по рациональному распределению напряжений по сечению, по предварительному нагружению в определенных местах и направлениях, о чем будет сказано ниже.

Определяющее значение имеет направление сил для обеспечения устойчивости при сжатии. Устойчивость длинного стержня при продольном сжатии — это его способность не изгибаться под действием силы, сжимающей его в направлении продольной оси.

Обычно на устойчивость рассчитывают винты в винтовой передаче при условии, что $l_{пр} > (8 \ldots 10)d$, где $l_{пр}$ — приведенная длина; $l_{пр} = \mu l$; здесь μ — коэффициент приведения; l — фактическая (наибольшая) свободная длина; d — диаметр сечения (например, внутренний диаметр резьбы).

Коэффициент приведения принимают в зависимости от схемы заделки концов стержня (рис. 17.46, *а—ж*): $\mu = 1$, если концы стержня заделаны шарнирно (рис. 17.46, *а*) (здесь и далее учитываются связи в заделке, ограничивающие поворот поперечных сечений стержня, поэтому шарнирной считается заделка при установке концов в шариковых подшипниках, в коротких подшипниках скольжения и т. п.); $\mu = 0{,}5$, если оба конца жестко защемлены (рис. 17.46, *е*) (установлены в длинных подшипниках, отношение длины к диаметру больше 3); $\mu = 2$, если один конец жестко заделан, а другой соединен шарнирно (рис. 17.46, *б*) и т. д.

При $l_{пр} > 25d$ проверку устойчивости осуществляют по формуле Л. Эйлера

$$F \leq \frac{\pi^2 EJ}{l_{пр}^2 [n]_y},$$

где F — сжимающая сила; EJ — жесткость стержня при изгибе; $[n]_y = 2{,}5 \ldots 4$ — коэффициент запаса устойчивости.

Для удовлетворения условий устойчивости стержня любой длины дополнительные напряжения сжатия $[\sigma]_{сж}$ уменьшают, умножая их на коэффициент φ. Причем для стальных стержней φ принимают в зависимости от величины λ, равной отношению длины $l_{пр}$ к минимальному радиусу инерции поперечного сечения:

λ	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
φ	0,95	0,89	0,82	0,7	0,51	0,36	0,29	0,24	0,19	0,16

В первом приближении принимают $\varphi = 0{,}5 \ldots 0{,}6$.

При конструировании в ряде случаев можно избежать сжатия длинного стержня за счет выбора схемы устройства или конструкции опор на концах стержня. Например, в схеме на рис. 17.46, *з* упоры в опорах *A* и *B* размещены так, что винт сжимается при действии силы F вдоль оси вправо или влево (реакция F_x направлена навстречу силе F). В схеме на рис. 17.46, *и* при реверсировании нагрузки винт в любом случае работает только на растяжение. В схеме на рис. 17.46, *з*, *и* предусмотрены осевые зазоры δ между упорами и буртиками винта, необходимые для сборки без деформирования винта и для компенсации удлинения винта при нагреве. На рис. 17.46, *к* показана схема, в которой одна из опор — плавающая, не воспринимающая

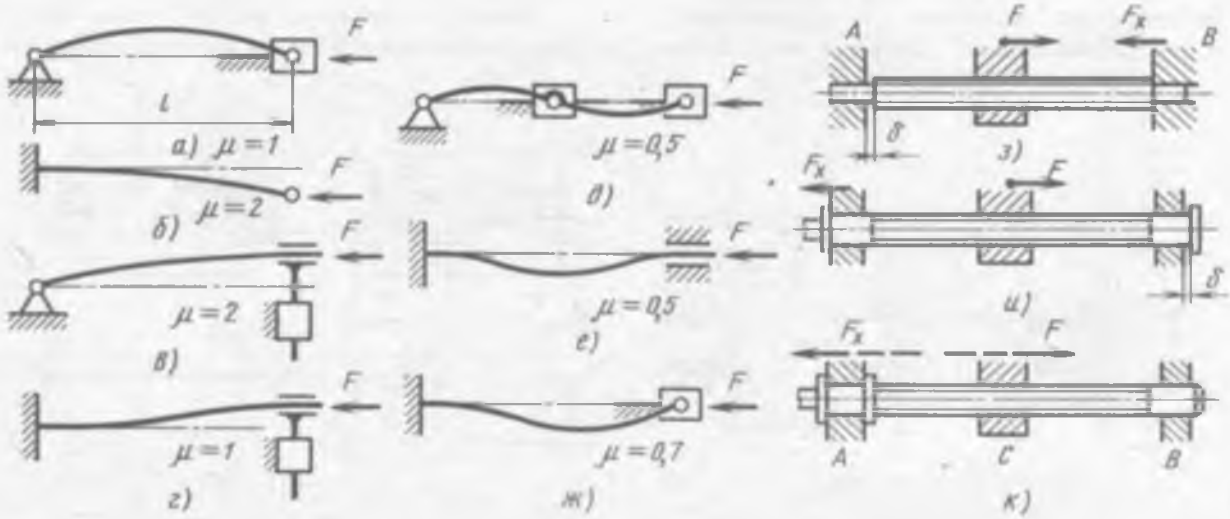


Рис. 17.46. Схемы продольного нагружения длинных стержней

осевую нагрузку. В этом случае винт работает на растяжение, а при реверсировании нагрузки — на сжатие. Нагружен в обоих режимах участок AC.

Многопоточность и симметрия замыкания силовых линий

Многопоточностью характеризуются механизмы и фермы, в которых нагрузка передается несколькими параллельно расположенными кинематическими цепями, соединениями, парами, деталями, элементами. Многопоточными являются волновая зубчатая передача с многопарным зацеплением, многосателлитная планетарная зубчатая передача, многодисковая фрикционная муфта, многодисковый фрикционный вариатор, многокатковые тележки, многоопорные подвески агрегатов, манипуляторы платформенного типа и др.

Многопоточность сама по себе уже эффективна благодаря перераспределению нагрузки на несколько объектов (пар деталей, элементов), которые можно сделать более компактными в совокупности, чем в случае с одним объектом, благодаря повышению жесткости при двухопорной конструкции по сравнению с консольной конструкцией, благодаря повышению жесткости пространственной конструкции по сравнению с плоской и т. п. С уменьшением размеров отдельных деталей, элементов связано уменьшение линейных скоростей скольжения, в подвижных сочленениях уменьшение подвижных масс и соответственно динамических нагрузок. Несмотря на увеличение числа элементов, в целом уменьшаются потери на трение, улучшаются динамические качества, повышается КПД. Тем не менее многопоточность более целесообразна при использовании в совокупности с симметрией замыкания сил.

Примером симметрии является расположение зубчатого колеса относительно опор в месте, где угол поворота поперечного сечения вала от нагрузки равен нулю, в частном случае в середине между одинаковыми опорами. Симметрично располагают венцы в шевронной зубчатой передаче, сателлиты — в окружном и осевом направлениях и т. д.

При симметричном расположении элементов важно еще обеспечить равномерное распределение нагрузки между ними, сделать детали достаточно точными и жесткими или компенсировать погрешности изготовления и установки деталей за счет специальной схемы замыкания сил.

Рассмотрим конструкцию волновой передачи, элементы которой выполнены симметричными (рис. 17.47, *а*). С валом *1* двигателя с помощью предохранительной фрикционной муфты *3* соединен симметричный генератор волн *h*, установленный внутри гибкого колеса *g*, выполненного в виде кольца. Гибкое колесо взаимодействует с ведомым жестким колесом *b* и неподвижными элементами зубчатой муфты *2*. В данной передаче жесткое колесо поворачивается на неполный оборот, после чего движение реверсируется. В связи с этим элементы муфты *2* имеют жесткую связь *2'* на половине периметра. Оба венца элементов муфты *2* нарезают с одного установа, благодаря чему

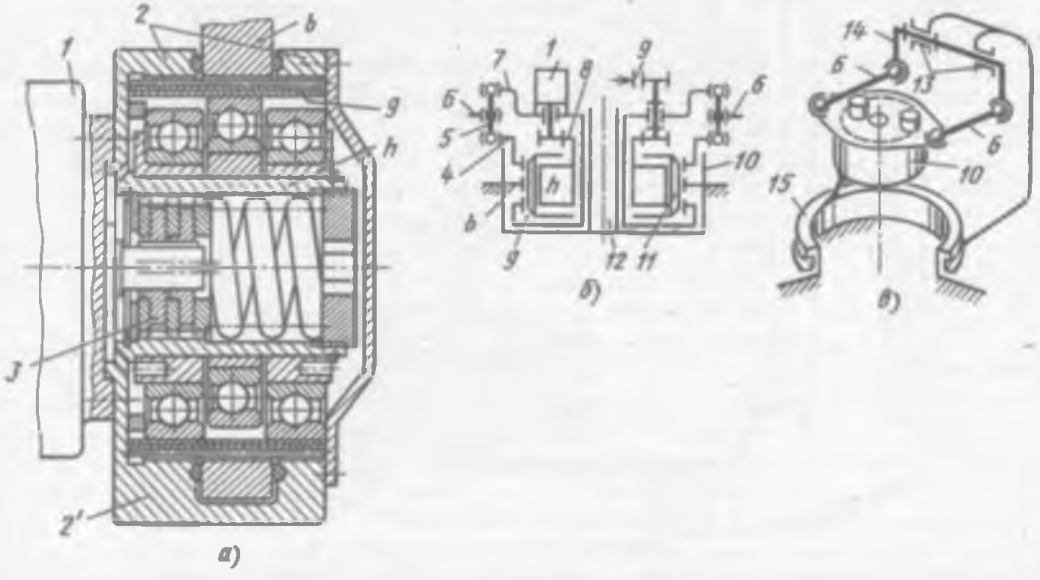


Рис. 17.47. Волновые зубчатые передачи с симметричным расположением деталей и элементов

обеспечивается высокая точность их взаимного расположения. Радиальная нагрузка со стороны выходного звена воспринимается элементами муфты 2 через гибкое колесо и подшипники генератора волн.

Симметричное исполнение гибкого колеса и элементов зубчатой муфты оказалось возможным лишь при условии внешнего замыкания сил. Такое решение легко осуществимо в неполноповоротных приводах, но может быть получено также в механизме с вращающимся более чем на один оборот выходным звеном.

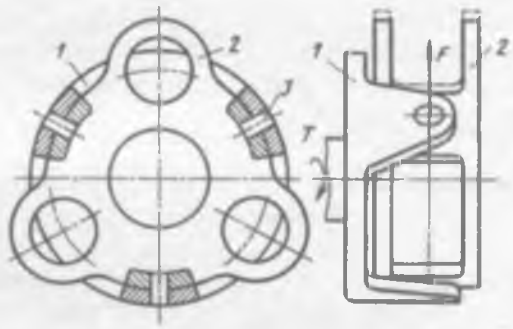


Рис. 17.48. Симметричное соединение водила планетарной передачи с валом

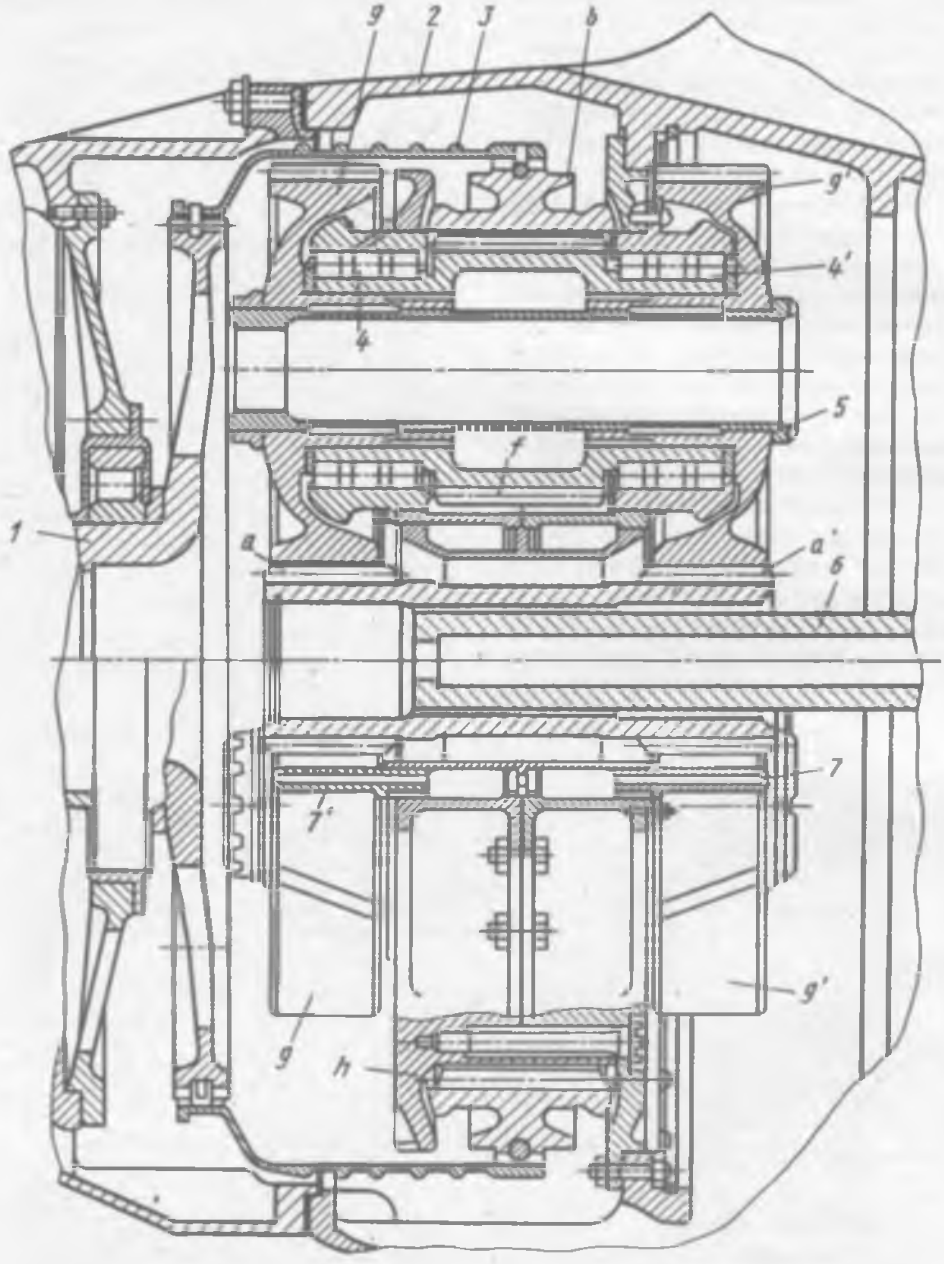


Рис. 17.49. Зубчатый редуктор с симметрично расположенными венцами колес и опорами

Пример симметричного замыкания сил в механизме поворота грузоподъемного крана с волновой зубчатой передачей приведен на рис. 17.47, *б* и *в*. Механизм установлен непосредственно между поворотной платформой *13* и рамой *10*. От двигателя *1* через зубчатую пару *8* и волновую зубчатую передачу *11* движение передается на выходные звенья *7* и *4*. Гибкое колесо *g* передачи выполнено симметричным относительно поперечной плоскости, проходящей через середину генератора волн и жесткого колеса *b*. Для выравнивания нагрузки на звеньях *7* и *4* они соединены симметричной балочкой *5* с шаровыми шарнирами. Балочка шарнирно связана с тягами *6*. Внутри редуктора предусмотрена труба *12* для размещения коммуникаций. Механизм останавливается тормозом *9*. Корпус *10* механизма установлен на раме *15*. Тяги *6* передают пару сил на платформу *13* через рычаг *14*. Звенья *6*, *14*, *13* и выходное звено редуктора образуют компенсирующий механизм. Этот механизм позволяет редуктору и платформе самоустанавливаться в процессе работы. Погрешности их установки не влияют на работоспособность устройства.

При симметричной схеме присоединения водила планетарной передачи к валу (рис. 17.48) можно устранить недостаток, связанный с деформацией кручения водила (см. рис. 17.43, *ж*). Конструкция водила *2* типа «беличья клетка» позволяет выполнять двухопорными оси сателлитов, но крепление вала к одной из щек водила приводит все же к его закручиванию и перекосу осей. Водило *2* симметрично прикреплено тремя штифтами *3* к фланцу *1* вала. Фланец вала нагружен моментом силы F со стороны водила и вращающим моментом T. Реакция на действие сил со стороны водила приложена симметрично к стенкам водила между его щеками.

Зубчатый редуктор авиационного двигателя (рис. 17.49) выполнен по схеме передачи с тремя двухвенцовыми промежуточными зубчатыми колесами *g*—*f*, двумя центральными колесами (одно *a* с внешними и одно *b* с внутренними зубьями) и неподвижным корпусом *h* для осей *5* и опор *4* промежуточных колес.

Кроме симметричного расположения промежуточных колес вокруг центральной оси звенья редуктора выполнены симметрично в сечении, представленном на рис. 17.49. Венцы *a* и *a'* центрального колеса соединены с входным валом *6*, центральное колесо *b* соединено с выходным звеном *1* двойной зубчатой муфтой *3*. Венцы *g* и *g'* промежуточного колеса, зацепляющиеся с венцами *a* и *a'* соответственно, размещены симметрично по обе стороны венца *f*, зацепляющегося с колесом *b*. Корпус *h* жестко соединен с корпусом *2* редуктора. Симметрично расположены подшипниковые опоры *4* и *4'*, элементы корпуса *h* и даже трубки *7* и *7'* для подачи на зубья смазочного материала.

Данная схема позволяет исключить опрокидывающий момент, действующий на оси промежуточных колес и элементы корпуса *h*, иметь более равномерно распределенную нагрузку по длине зубьев и на опоры. Колеса внешнего зацепления раздвоены, несущая способность зубьев внешнего зацепления определяет несущую способность редуктора.

Рациональное распределение нагрузки между деталями и элементами деталей

Распределение нагрузки может относиться к параллельно взаимодействующим элементам, к площадке контакта, к сечению детали. Один из путей получения равнонагруженности рассмотрен выше — это симметрия замыкания сил.

Под рациональным распределением нагрузки не следует понимать только одинаковую нагруженность всех площадок сечения тела или контакта. Рациональное распределение — это прежде всего одинаковость условий восприятия нагрузки, сопротивления ей. Например, два элемента из разных материалов можно считать рационально нагруженными, если они имеют одинаковый запас по нагрузочной способности. В этом случае речь пойдет о равнопрочности — частном случае рационального нагружения. Другой пример: элементы конструкции выполнены из одного материала, но одни из них нагружены сжимающими силами, другие растягивающими. Причем материал лучше работает на сжатие, чем на растяжение (бетон, чугун). В этом случае предусматривается нагружение в соответствии с прочностными характеристиками. Если, наоборот, элементы лучше работают на растяжение, чем на сжатие (длинные стержни), предусматривается нагруженность в соответствии с устойчивостью и т. п.

Для обеспечения рационального распределения нагрузки определяющее значение имеет жесткость.

Нагруженность деталей и элементов должна быть согласована с их критериями работоспособности, например сопротивляемостью разрушению, их нагрузочной способностью. Для одинаковых деталей или элементов из

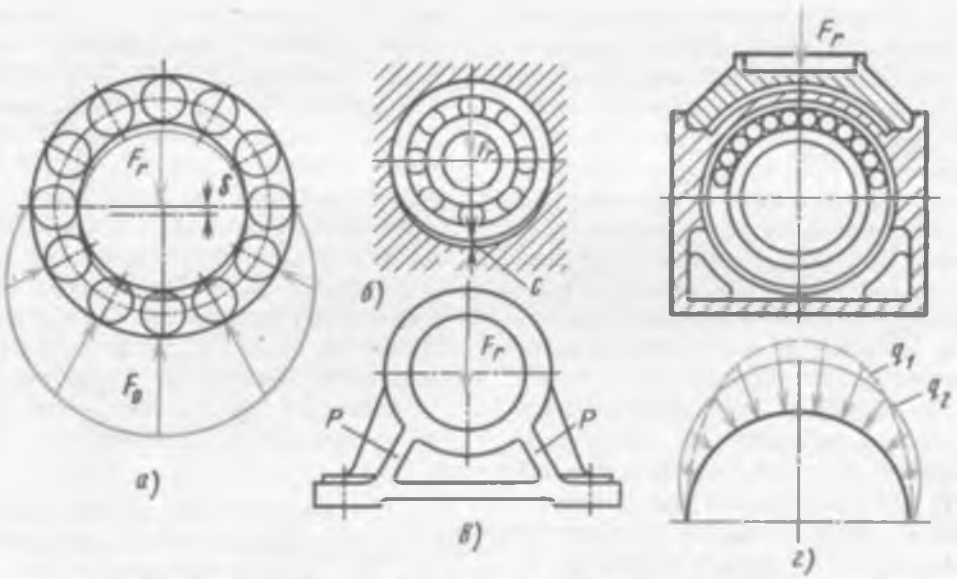


Рис. 17.50. Распределение нагрузки по телам качения в подшипниках

одинаковых материалов желательно иметь равную нагрузку. По площадке контакта также желательно получать равномерное распределение нагрузки.

Приемы обеспечения равнонагруженности разнообразны, но все они сводятся к выбору схемы замыкания сил (например, использование симметрии, см. рис. 17.47—17.49) и к изменению соотношений жесткости в соответствии с расстоянием и направлением замыкания силовых линий.

В приведенных ниже примерах показаны основные причины неравномерного распределения нагрузки и пути улучшения картины распределения.

Рассмотрим распределение нагрузки по телам качения в подшипнике (рис. 17.50). Под действием силы F_r внутреннее кольцо переместилось относительно внешнего на величину δ (рис. 17.50, *а*). Считая кольца абсолютно жесткими и круглыми, устанавливают, что деформирование тел качения будет происходить по косинусоидальному закону, а наиболее нагруженный ролик в роликоподшипнике будет нагружен силой

$$F_0 = 4{,}6F_r/z,$$

а шарик в шарикоподшипнике силой

$$F_0 = 5F_r/z,$$

где z — число тел качения, обычно $z = 10...20$.

Неравномерность распределения нагрузки можно уменьшить, выбирая форму опоры с минимальной жесткостью в направлении действия силы F_r, предусматривая в месте посадки подшипника серповидный зазор C (рис. 17.50, *б*) или располагая ребра жесткости P на удалении от наиболее нагруженного тела качения (рис. 17.50, *в*).

Благодаря использованию податливого корпуса буксы [2] и передачи силы F_r на его боковые стенки (рис. 17.50, *г*) нагрузка на наиболее нагруженные шарики подшипника существенно уменьшена (сравни эпюры q_1 при жестком корпусе и q_2 при податливом корпусе).

На рис. 17.51 показано распределение давления по элементам елочного замка [5], представляющего собой неподвижное соединение деталей в виде сопряженных прямолинейных гребешков и впадин, расположенных на клиновых поверхностях. Детали *1* и *2* (рис. 17.51, *а*) собирают относительным перемещением в направлении, перпендикулярном к плоскости схемы. При нагрузке F гребешки соединения будут нагружены неравномерно (см. эпюру давлений p), наибольшую нагрузку будет воспринимать гребешок *3* из-за растяжения детали *2*. Чтобы

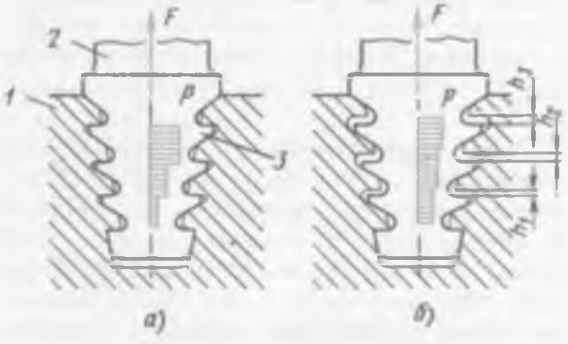


Рис. 17.51. Распределение давления в елочном замке

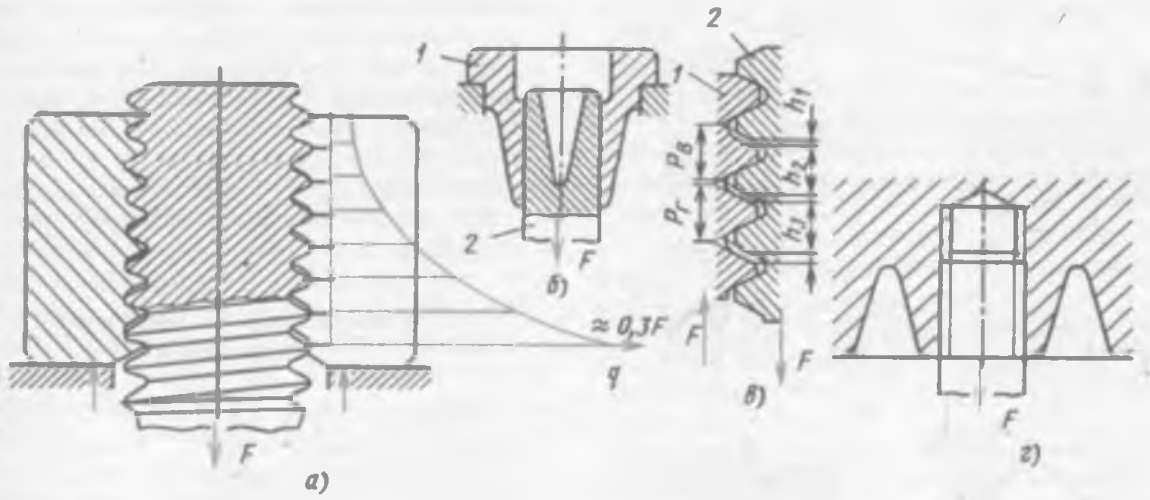


Рис. 17.52. Распределение нагрузки в резьбовом соединении

этого не происходило, шаг гребешков у охватываемой детали делают меньшим, чем у охватывающей. При этом получаются зазоры $h_1 < h_2 < h_3$ (рис. 17.51, *б*), а с противоположной зазору стороны гребешка осуществляют натяг. Под действием нагрузки F зазоры выбираются и давление p распределяется более равномерно.

Распределение нагрузки по виткам резьбы (рис. 17.52) обусловлено различием направлений деформирования гайки и винта и другими факторами. При нагружении осевой силой резьбового соединения (рис. 17.52, *а*) винт растягивается, а гайка сжимается. В результате смещение нижних витков винта относительно витков гайки будет намного больше, чем верхних витков. В соответствии с этим и неравномерно распределится нагрузка q. Впервые эта задача была решена Н. Е. Жуковским. Выравнивания нагрузки по виткам резьбы или уменьшения неравномерности достигают, выбирая конструкцию винта и гайки такими, чтобы гайка тоже работала на растяжение и имела минимальную площадь поперечного сечения в нижней части (рис. 17.52, *б*), а винт должен иметь минимальную площадь сечения в верхней части. Благодаря уменьшению концентрации нагрузки на нижних витках винта, его предел выносливости повышается примерно в 1,6 раза.

Для выравнивания нагрузки шаг винта выполняют меньше шага резьбы (рис. 17.52, *в*) или делают даже переменным по длине; гайку изготовляют из материала с пониженным модулем упругости (дюралумина, чугуна); выполняют кольцевые выточки вокруг места ввинчивания шпилек (рис. 17.52, *г*) и т. п.

При различии шага $P_г$ гайки *1* и шага $P_в$ винта *2* (рис. 17.52, *в*), причем если $P_г > P_в$, в процессе нагружения сначала нагружается верхний виток, по мере удлинения винта выбираются зазоры h_1, h_2, h_3 и все витки вступают в работу.

Распределение нагрузки по площади контакта (условно по длине контактной линии для сопряженных цилиндрических поверхностей разной кривизны) сопряженных тел обусловлено отклонениями формы и расположения тел, их деформированием в процессе нагружения и перемещением из-за деформирования связанных с ними тел.

Например, нагрузка в подшипниках качения и в зубчатом зацеплении распределяется неравномерно из-за деформирования валов (см. рис. 17.43, *а*). Особенно велика неравномерность при большой ширине зубчатого колеса или подшипника. Даже при идеальном изготовлении и высокой изгибной жесткости закручивание шестерни (рис. 17.53, *а*) ведет к неравномерному распределению нагрузки (на рис. 17.53, *б*, наибольшая нагрузка q_{max} соответствует наибольшей деформации зуба δ_{max}). Чтобы уменьшить неравномерность распределения нагрузки, повышают жесткость валов и опор, располагают симметрично зубчатые колеса относительно опор, уменьшают отношение b_w/d (см. рис. 17.53, *а*), согласовывают жесткость сопряженных элементов, уменьшая жесткость в местах концентрации нагрузки и увеличивая ее в местах наименьшей нагрузки.

Переменное сечение тела шестерни приводит к более равномерной деформации зуба при кручении (рис. 17.53, *в*). Диски зубчатых колес располагают таким образом

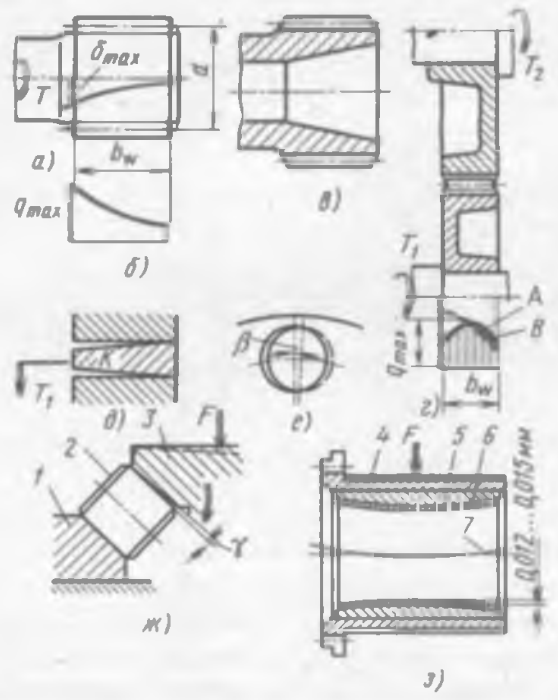


Рис. 17.53. Распределение нагрузки по длине контактных линий

(рис. 17.53, *г*), что наибольшие деформации зуба от закручивания и прогиба венца будут иметь место со стороны, противоположной приложенному к колесу моменту T_1 или T_2. Наибольшая нагрузка q_{max} будет иметь место в средней части зуба (см. кривую *А*) и будет меньше, чем при расположении дисков с одной стороны (см. кривую *В*).

На рис. 17.53, *д* показано продольное сечение зуба одного из колес с продольной модификацией. При такой форме точка *К* начнет контактировать с сопряженной поверхностью после деформирования зуба и тем самым нагрузка в этом месте будет снижена.

На рис. 17.53, *е* показано смещение на угол β осей отверстий при растачивании их в щеках водила. При нагружении водило закручивается (см. рис. 17.43, *ж*) и ось сателлита занимает проектное положение, благодаря чему уменьшают перекос в зацеплении зубьев.

В роликовом подшипнике большого размера (рис. 17.53, *ж*) образующие дорожек качения деталей *1* и *3* выполнены непараллельными (смещение на угол γ). Деталь *3* под действием силы F деформируется в направлении стрелки и образующая дорожки качения детали *3* прилегает к образующей ролика *2*, что ведет к более равномерному распределению нагрузки.

Для уменьшения концентрации нагрузки, возникающей из-за деформирования шейки коленчатого вала, антифрикционный слой подшипника (рис.17.53, *з*) имеет рабочую поверхность с образующей, эквидистантной упругой линии *7* вала под нагрузкой [2]. Подшипник имеет стальную втулку *4*, запрессованную в головку шатуна, а на внутреннюю поверхность втулки нанесен слой *5* свинцовистой бронзы, покрытый слоем *6* свинца.

Рациональное распределение напряжений

Распределение напряжений по сечению определяет массу деталей. Например, чем равномерней по поперечному сечению балки (рис. 17.54, *а—е*) распределены напряжения, тем выше прочность и жесткость детали при одинаковой массе единицы длины балки. При изгибе или кручении балки напряжения распределяются по сечению от нуля в середине сечения до максимальной величины в периферийных слоях. Чем тоньше горизонтальная стенка сечением δ (рис. 17.54, *в*) относительно размера *h*, тем меньше напряжения во внешнем слое отличаются от напряжений во внутреннем слое. Чем тоньше вертикальная стенка, тем меньшая доля напряжений воспринимается ею и распределяется неравномерно. Однако в этом случае определяющей может оказаться устойчивость стенки, а следовательно, и балки в целом. Поперечное сечение балки выбирают из условия прочности и жесткости. В том и другом случае стремятся получить минимальную массу.

Прочность на изгиб и жесткость характеризуется моментом сопротивления изгибу W_{xx} и моментом инерции J_{xx} относительно оси симметрии сечения. Полое прямоугольное сечение (рис. 17.54, *в—д*) с толщиной стенки (0,1—0,05) его вертикального размера *h* характеризуется примерно в 4—6 раз большим W_{xx} и в 10—15 раз большим J_{xx} по сравнению со сплошным сечением (рис. 17.54, *б*) при одинаковой массе. Круглая

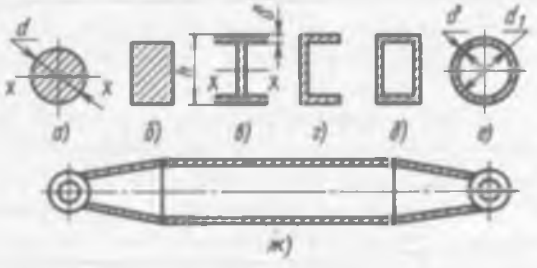


Рис. 17.54. Формы сечений балки

труба (рис. 17.54, *е*) с толщиной стенки $\delta = 0{,}2d_1$ (d_1 — диаметр трубы) по сравнению с балкой круглого сплошного сечения (рис. 17.54, *а*) при одинаковой прочности на изгиб примерно в 2 раза легче и имеет диаметр d_1 всего на 20 % больший, чем диаметр d. Чем меньше толщина стенки, тем выше показатели прочности и жесткости, но при очень тонких стенках критерием работоспособности может оказаться устойчивость стенки.

Для деталей, работающих на кручение, целесообразно использовать пустотелые замкнутые сечения (рис. 17.54, *д*, *е*). Прочность и крутильная жесткость деталей с такими сечениями намного больше, чем при незамкнутых сечениях (см. рис. 17.54, *в* и *г*). Наилучшими показателями работы на кручение характеризуются пустотелые сечения с осевой симметрией (рис. 17.54, *е*).

При проектировании балок и стержней целесообразно использовать оболочковые конструкции, которые имеют замкнутые поперечные и продольные сечения (рис. 17.54, *ж*). Продольное сечение выбирают в зависимости от размещения и конструкции опор и чаще всего из условия технологичности и равнопрочности. Равнопрочность заключается в способности всех элементов (деталей, в частном случае всех элементарных площадок сечения) устройства в одинаковой мере сопротивляться разрушению по критерию прочности. Наряду с равнопрочностью обеспечивают равенство сопротивляемости по износостойкости и другим критериям работоспособности.

Вал-шестерня (рис. 17.55, *а*) с точки зрения идеальной схемы нагружения может иметь равнопрочные расчетные формы (рис. 17.55, *б* и *в*). В каждом сечении такой формы напряжения изгиба одинаковы. Пример конструктивного исполнения по схеме на рис. 17.55, *в* дан на рис. 17.55, *г*.

Равнопрочность может характеризовать как одну деталь, так и сборочную единицу, например в болтовом соединении выбирают одинаковой прочность соединяемых деталей и болтов. В конструкции, приведенной на рис. 17.55, *д*, консольный вал выполнен наиболее утолщенным в месте максимального изгибающего момента (сечение под опорой *B*), кроме того, подшипники в соответствии с различными реакциями в опорах *A* и *B* ($F_B > F_A$) подобраны так, чтобы их срок службы был одинаковым.

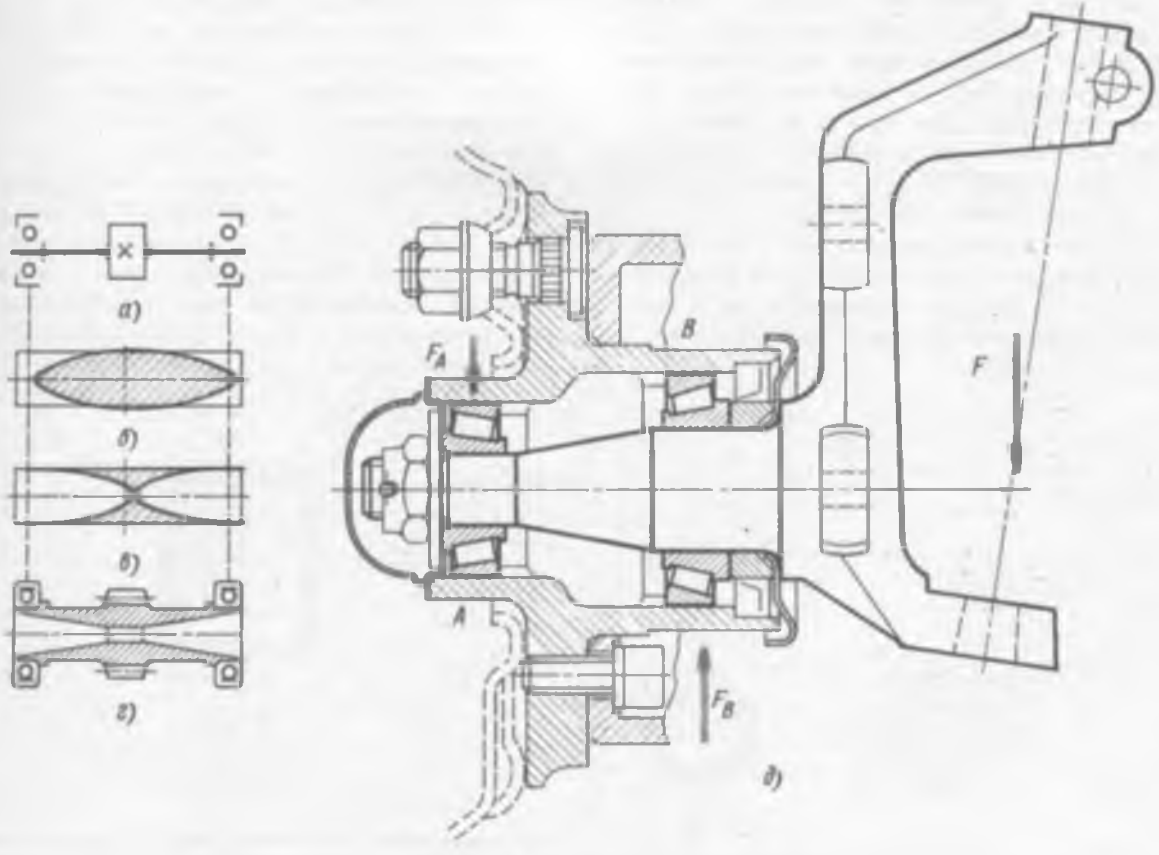


Рис. 17.55. Равнопрочность деталей

Соблюдение равнопрочности сопряжено обычно с усложнением технологии изготовления, увеличением номенклатуры применяемых деталей, материалов и др. Кроме выбора схемы размещения, размеров сечения рациональное распределение напряжений осуществляется и другими конструктивными и технологическими приемами.

Упругое упрочнение предусматривает повышение прочности конструкции предварительным заданием деформаций, противоположных деформациям при рабочем нагружении. Такой прием используют в деталях из материалов, имеющих малый предел прочности на растяжение, в частности в конструкциях из бетона, чугуна и др., а также в ответственных герметичных резервуарах, маховиках и т. п. На рис. 17.56, *а* показана балка *1*, которая предварительно сжата натянутыми стержнями *2*. При нагружении балки силой F имеющиеся напряжения сжатия вычитаются из рабочих напряжений растяжения, возникающих в нижней части балки, и тем самым обеспечивается необходимое условие прочности балки. Стержни *2* при этом еще больше растягиваются, но они имеют высокий предел прочности.

Резервуар *3* (рис. 17.56, *б*) и корпус *6* пресса (рис. 17.56, *в*) обмотаны тонкой холоднотянутой проволокой или лентой. Проволока или лента намного прочнее массивных горячекатаных и особенно литых деталей. Проволока или лента из среднеуглеродистой стали имеет $\sigma_в = 2500 \ldots 3000$ МПа, $\sigma_{02} = 2000 \ldots 2500$ МПа, т. е. намного больше $\sigma_в$ и σ_{02} монолитной конструкции.

В теле массивной детали (рис. 17.56, *б* и *в*) также создаются предварительные напряжения сжатия, которые вычитаются из напряжений растяжения при действии давления *p* или сил F.

На рис. 17.56, *г* показана двухслойная труба. Причем внутренняя труба сжата, а наружная труба растянута при их соединении. При наличии внутри трубы давления *p* напряжения в каждой из труб меньше, чем в трубе суммарного сплошного сечения. Причем здесь материал внешних и внутренних труб может быть одинаков.

Обод маховика (рис. 17.56, *д*) для большой частоты вращения навит из тонкой ленты. За счет натяжения каждого последующего витка предыдущий виток предварительно сжимается. Предварительное напряжение в наружном витке создается равным примерно 0,5 рабочего напряжения при вращении маховика. В данном случае стремятся уменьшить деформацию внешних витков по сравнению с деформацией внутренних, возникающую от сил инерции при вращении маховика, чтобы исключить отслоение витков.

Пластическое упрочнение предусматривает повышение прочности конструкции пластическим деформированием участков материала, наиболее нагруженных в рабочем состоянии. При пластическом упрочнении создают остаточные напряжения, противоположные по знаку рабочим.

Пластического упрочнения достигают перегрузкой, обжатием деталей, неравномерным нагревом, а также использованием предварительно напряженных конструкций с напряжениями выше предела упругости. Приведенная на рис. 17.57, *а* эпюра τ_1 соответствует остаточным напряжениям после закручивания вала и снятия нагрузки. В наружных слоях произошло пластическое деформирование. Рабочие напряжения τ_2 возникают в неупрочненном валу. Действительные напряжения τ_Σ (рис. 17.57, *б*) в наружном слое упрочненного вала меньше, чем τ_2,

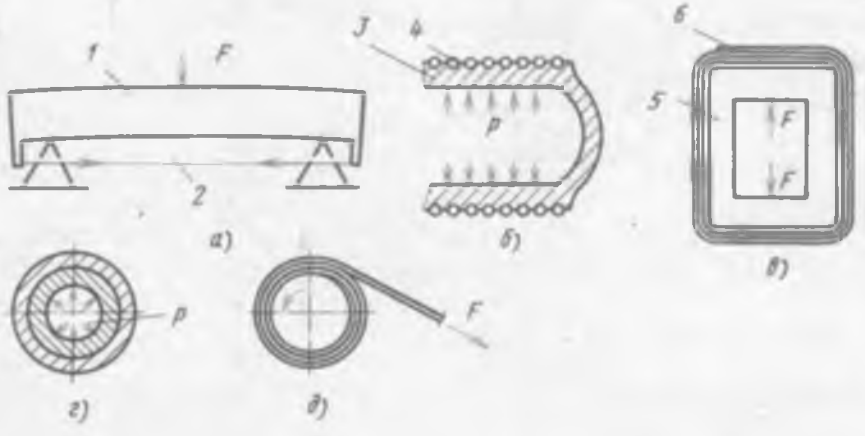


Рис. 17.56. Конструктивное осуществление упругого упрочнения деталей

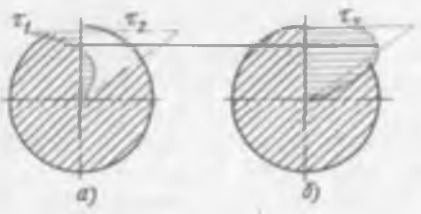


Рис. 17.57. Распределение напряжений до и после пластического упрочнения детали

вследствие суммирования напряжений τ_1 и τ_2 разных знаков. Закручивание при пластическом деформировании и при рабочем нагружении произведено в одну и ту же сторону.

В частности, пластическому упрочнению подвергают пружины сжатия. Их выдерживают в сжатом состоянии под нагрузкой, превышающей рабочую в течение 36—48 ч. Витки пружины при этом закручиваются (см. рис. 17.57, *а*). Несущая способность пружины повышается. Процесс называют заневоливанием пружины.

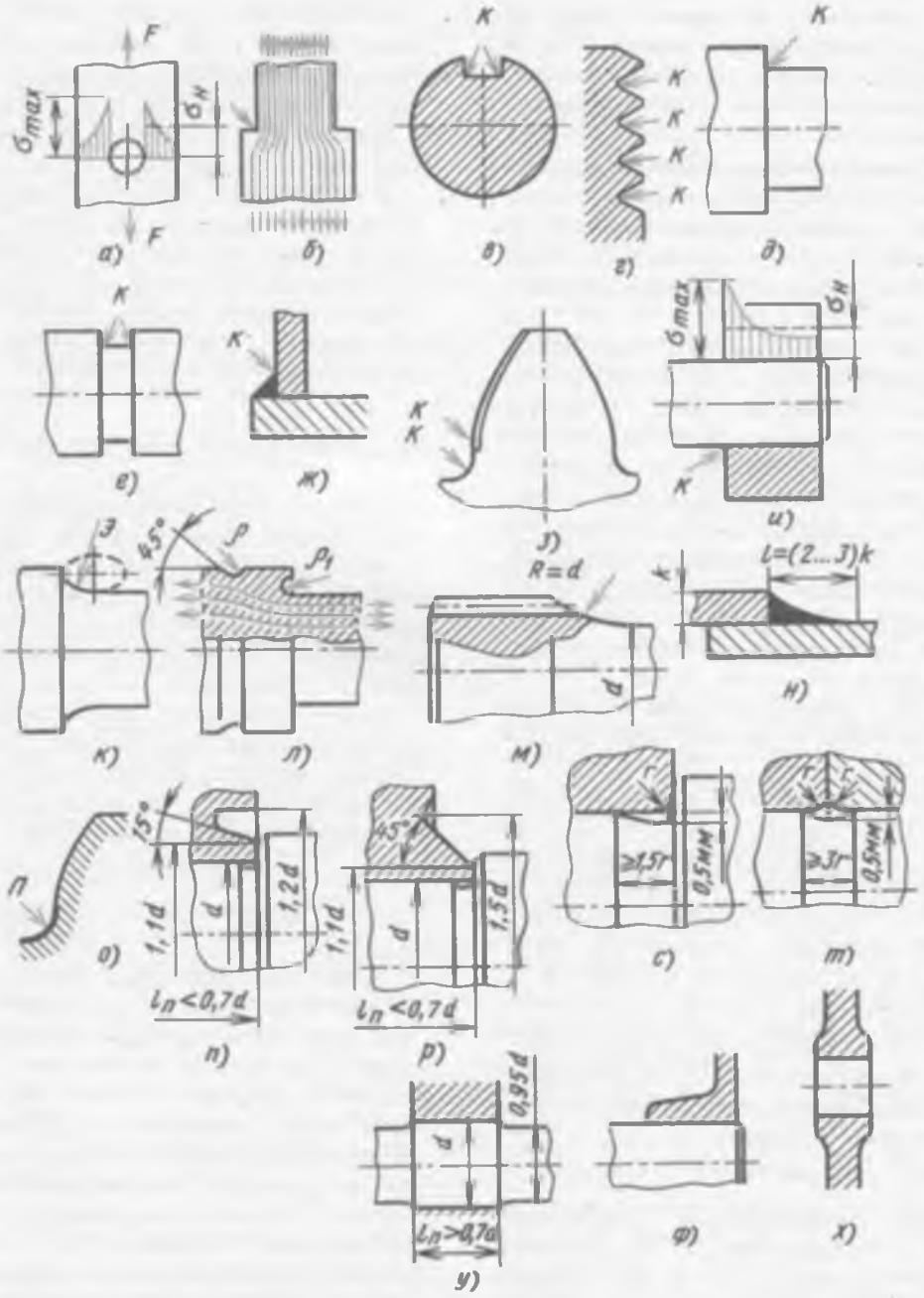


Рис. 17.58. Концентрация напряжений и конструктивные пути ее уменьшения

В современных конструкциях особое значение имеет распределение напряжений в местах перегиба силовых линий. Речь идет, в частности, о *концентрации напряжений, т. е.* повышении напряжений в малых областях, примыкающих к местам резких изменений формы поверхности тела или его сечения либо повышении напряжений, вызванном локализованной неоднородностью материала внутри тела.

Концентрацию напряжений вызывают следующие элементы формы: шероховатость поверхности; усадочные раковины, инородные включения, трещины, царапины; надрезы, выточки; посадки с натягом; границы в одном теле между областями с различной механической, термической или химико-термической обработкой.

Концентрация напряжений характеризуется теоретическим коэффициентом $\alpha_\sigma(\alpha_\tau)$ — отношением максимального напряжения $\sigma_{max}(\tau_{max})$ к номинальному $\sigma_н(\tau_н)$, т. е. такому, какое было бы при равномерном распределении напряжений по сечению.

Физический смысл концентрации может быть проиллюстрирован сгущением силовых линий около отверстия (рис. 17.58, *а*) или в месте резкого перехода сечения (рис. 17.58, *б*). Концентрацию K напряжений вызывают шпоночная канавка (рис. 17.58, *в*), резьба (рис. 17.58, *г*), переходная поверхность с малым радиусом (рис. 17.58, *д*), канавка под стопорные кольца (рис. 17.58, *е*), сварочный шов (рис. 17.58, *ж*), граница на поверхности зуба между зонами с различным характером обработки (рис. 17.58, *з*), впадина зуба с малым радиусом переходной кривой, соединение с натягом двух деталей (рис. 17.58, *и*).

Концентрация напряжений приводит к снижению прочности деталей машин как при статическом, так и особенно сильно при переменном нагружении. При расчетах деталей машин используют эффективный коэффициент концентрации напряжений, представляющий собой отношение предельных напряжений (например, σ_{-1} и τ_{-1}) для образца без концентрации (например, гладкого образца) и образца с концентрацией ($\sigma_{-1к}$ и $\tau_{-1к}$). Причем оба образца должны иметь одинаковые размеры:

$$K_\sigma=\sigma_{-1}/\sigma_{-1к};\ K_\tau=\tau_{-1}/\tau_{-1к}.$$

Уменьшают концентрацию напряжений, обеспечивая плавный переход от одной поверхности к другой (рис. 17.58, *к—о*), изменяя жесткости неподвижно сопряженных деталей таким образом, чтобы в месте концентрации по крайней мере одна из деталей имела минимальную жесткость (рис. 17.59, *п—т*), смещая контакт деталей от места концентрации за счет канавок на валу (рис. 17.50, *с, т*), увеличивая толщину детали вокруг отверстия (рис. 17.58, *х*) и т. п.

Эллиптическая образующая $Э$ (рис. 17.58, *к*) переходной поверхности более эффективна с точки зрения снижения концентрации напряжений, но менее технологична по сравнению с круговой образующей. Поднутрение ρ_1 и разгрузочная канавка p (рис. 17.58, *л*) обеспечивают в совокупности плавный «перегиб» силовых линий при изгибе вала, на рис. 17.58, *м, н, п—у* даны примерные рекомендуемые соотношения размеров. Причем на рис. 17.58, *п, р, у* размеры даны в зависимости от длины $l_п$ и диаметра d посадочной поверхности.

К уменьшению концентрации напряжений приводит также пластическое деформирование в зоне концентрации. Повышение сопротивления усталости обеспечивают с помощью технологических приемов упрочнения материала в зоне концентрации (например, на участке $П$ на рис. 17.58, *о*).

Компенсация теплового расширения

Если не согласовать геометрию деталей с возможными деформациями при нагреве, то возникают дополнительные напряжения, повышается трение в парах, возможно заклинивание и разрушение деталей. Общий принцип компенсации теплового расширения заключается в обеспечении свободного или относительно свободного перемещения деталей в направлении их теплового расширения. Оценку значения необходимого перемещения осуществляют с помощью коэффициента линейного теплового расширения

$$\alpha_l=1/l\,(dl/dT),$$

где l — длина тела; T — абсолютная температура.

Если изменение длины ограничено сопряженными деталями, то возникают температурные напряжения, которые не должны превышать допускаемых напряжений для данных условий. Длинные детали могут потерять при этом устойчивость. Например, для компенсации теплового расширения вала один из подшипников устанавливают с возможностью осевого перемещения. Между сопряженными поверхностями устанавливают упругие прокладки, предусматривают необходимые зазоры, устраняемые при рабочей температуре. В трубопроводах делают встав-

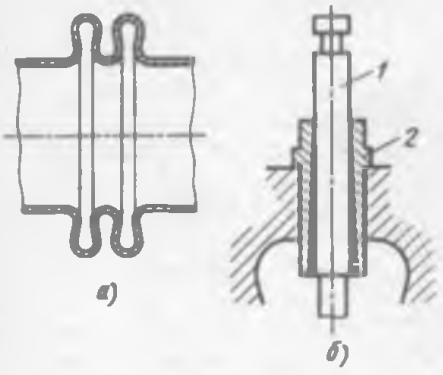


Рис. 17.59. Компенсация теплового расширения

ки в виде сильфонов (рис. 17.59, *а*). В ответственных конструкциях вводят также корректировку формы. Например, на рис. 17.59, *б* шток *1*, нагреваемый с одной стороны (снизу), выполнен коническим [5]. При нагреве зазор по длине втулки *2* становится постоянным и обеспечивает нормальное перемещение штока вдоль втулки.

Компенсация зазоров при реверсировании нагрузки

Один из путей повышения точности движения звеньев и снижения динамических нагрузок является исключение зазоров в кинематических парах по линии действия реакции при ее реверсировании. Наличие зазоров вызывает так называемый мертвый ход, т. е. свободное перемещение в некоторых пределах входного звена при неподвижном выходном звене.

Для некоторых условий функционирования механизма наличие мертвого хода недопустимо. Для большинства же механизмов желательно иметь минимально допустимый мертвый ход. При последовательном соединении мертвый ход или, что то же, приведенный к входному звену зазор $\Delta\varphi_1$ зависит от передаточных отношений составляющих механизмов, например для передачи вращения

$$\Delta\varphi_1 = \sum_{k=1}^{n} \Delta\varphi_k i_{1-k},$$

где $\Delta\varphi_k$ — угол поворота входного звена k-го механизма при неподвижном его выходном звене; i_{1-k} — передаточное отношение между звеном приведения и входным звеном k-го механизма.

С учетом данной зависимости целесообразно присоединять к входному звену передачи механизм с большим зазором и малым передаточным отношением, а к его выходному звену — механизм с малым зазором и большим передаточным отношением, если возможно варьирование места расположения механизмов в схеме соединения. Например, цилиндрическую зубчатую пару с волновой зубчатой передачей соединяют именно в такой последовательности, потому что волновая передача характеризуется меньшим мертвым ходом и большим передаточным отношением, чем зубчатая пара [1].

При параллельном соединении кинематических цепей в многопоточной передаче приведенный зазор по крайней мере не превышает наименьшего из приведенных зазоров взятых кинематических цепей. При наличии максимальной циркуляции энергии в замкнутом контуре такой передачи, если в него входит входное и выходное звено, мертвый ход отсутствует. Это имеет место, когда в одной из параллельных цепей кинематические пары контактируют поверхностями, противоположными одноименным контактирующим поверхностям другой цепи. Речь идет о контакте поверхностей без приложения полезной нагрузки. Достигается такое замыкание звеньев предварительным упругим нагружением или регулировкой положения звеньев.

В схеме на рис. 17.60, *а* зубчатое колесо *4* жестко установлено на валу *1*, а такое же колесо *3* свободно установлено на валу и соединено с ним упругой связью *2*. Оба колеса зацепляются с шестерней *5*, но зацепляются они противоположными боковыми поверхностями зубьев.

Упругая связь может быть введена непосредственно между колесами в окружном направлении (рис. 17.60, *б*) и выполнена в виде пружины сжатия *6*. Подшипники зубчатого колеса *5* (рис. 17.60, *в*) установлены в эксцентриковой втулке *9*. Втулка имеет зубья на внешней поверхности, которые взаимодействуют с цилиндрической рейкой *8*, перемещаемой винтом *7*. За счет поворота втулки *9* устраняют радиальный зазор в подшипнике со стороны действующей силы и прижимают боковые поверхности зубьев колеса *5* к боковым поверхностям зубьев зацепляющегося с ним колеса. Втулку стопорят винтом *10*. В замкнутом зубчатом механизме (рис. 17.60, *г*) колесо *5* взаимодействует с колесом *14* непосредственно, а также через промежуточные колеса *13* и *11*. Оси колес *13* и *11* установлены в шарнирах четырехзвенного механизма *ABCD*. С помощью пружины *12* осям сообщается перемещение, необходимое для устранения зазоров; колесо *5*

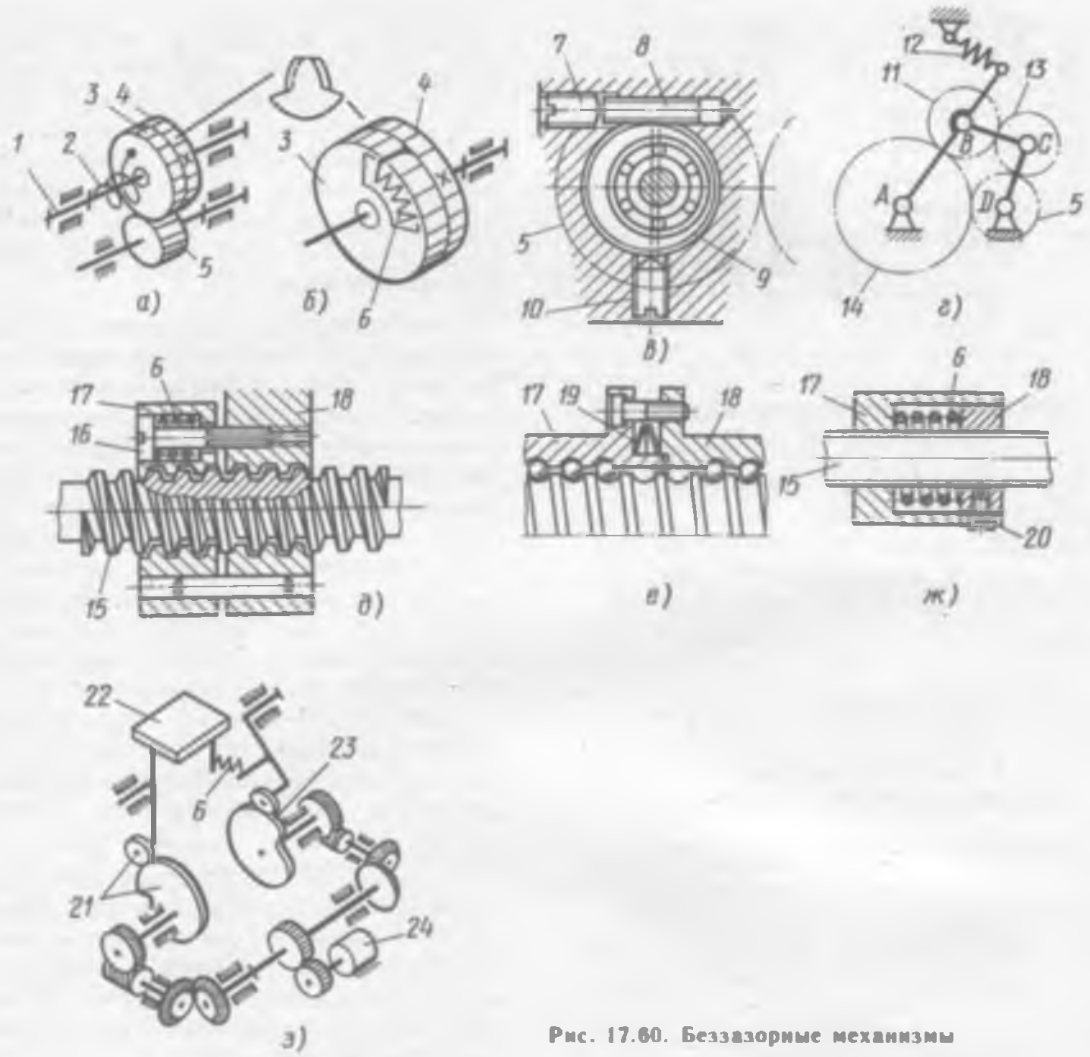


Рис. 17.60. Беззазорные механизмы

взаимодействует с одними сторонами зубьев колеса *14*, а колесо *11* с другими сторонами.

В беззазорных винтовых механизмах (рис. 17.60, *д*—*ж*) гайка состоит из двух частей *17* и *18*, установленных на винте *15*. Выбрать зазоры можно, либо сдвинув, либо раздвинув эти части, либо провернув их относительно друг друга до контакта противоположными сторонами витков с витками винта. Части гаек могут быть стянуты винтами *16* и пружинами *6* (см. рис. 17.60, *д*) или раздвинуты с помощью тарельчатой пружины (рис. 17.60, *е*). Чтобы обеспечить постоянное прижатие поверхностей между частями гайки, в схеме на рис. 17.60, *ж* установлена пружина *6*, а относительный проворот частей гайки не допускает головка винта *20*, размещенная в продольном пазу. При развороте частей гаек для последующего их стопорения используют, например, дифференциальное соединение.

Следует отметить, что из-за погрешностей изготовления зазоры при различных относительных положениях сопряженных звеньев различны, поэтому их полное устранение возможно только при использовании упругих элементов (см. рис. 17.60, *а*, *б*, *г*—*ж*).

Для получения точного поворота зеркала *22* сканатора (рис. 17.60, *з*) использована замкнутая передача, которая наряду с зубчатыми механизмами содержит кулачковые механизмы *21* и *23*. Изменяющиеся в процессе движения зазоры выбираются с помощью пружины *6*. Привод осуществлен от двигателя *24*.

Резервирование восприятия нагрузки

Повысить надежность конструкции механической передачи, соединения или детали можно за счет резервирования, т. е. ис-

пользования дополнительных (избыточных по отношению к минимально необходимым для выполнения требуемых функций) средств и (или) возможностей.

В конструкции выполняют параллельно резервируемому основному элементу резервный элемент, предназначенный для выполнения функций основного элемента в случае отказа последнего. Резервируемый элемент может быть повторен многократно.

Совокупность дополнительных средств и (или) возможностей, используемых для резервирования, называют *резервом*. Резерв может быть нагруженным (дополнительные по сравнению с расчетным числом сателлиты в планетарной зубчатой или фрикционной передаче, дополнительные канаты в подвеске груза, дополнительные ремни в клиноременной передаче, дополнительные зубчатые пары в редукторе и т. п.) или ненагруженным (ручной привод грузоподъемного, загрузочного, разгрузочного устройств, насоса, тормоза и др.).

Резервирование с кратностью один к одному называют *дублированием*.

В деталях машин предусматривают резервирование, при котором резервный элемент может выполнять только основную функцию резервируемого элемента, чтобы предупредить выход из строя машины в целом или другие последствия, связанные с отказом резервируемого элемента.

При нормальном функционировании муфты (рис. 17.61, *а*) вращающий момент передается через упругие элементы *3*, прижатые к входному *1* и выходному *5* звеньям дисками *2* и *4* соответственно. В случае выхода из строя элементов *3* звенья *1* и *5* проворачиваются на угол φ (рис. 17.61, *б*) и вращающий момент передается расположенными на них кулачками (резервные элементы). При этом утрачиваются упругие свойства муфты, но исключается разрыв кинематической цепи.

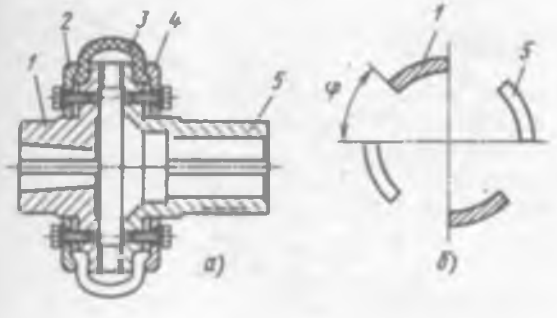


Рис. 17.61. Пример резервирования восприятия нагрузки элементами муфты

17.4. УРАВНОВЕШИВАНИЕ И РАЗГРУЗКА

Качественные показатели функционирования механизмов повышают уравновешиванием и разгрузкой.

Уравновешивание устраняет переменные воздействия со стороны стойки механизма на фундамент (или опору стойки). Условием уравновешивания является постоянство главного вектора **F** и главного момента **M** сил давления стойки на фундамент (или опору стойки) при заданном движении начальных звеньев. Исключить полностью неуравновешенные силы конструктивно бывает довольно сложно или вообще неосуществимо. Поэтому обычно ограничиваются устранением влияния лишь сил инерции. Уравновешивание путем распределения масс звеньев, устраняющее давление стойки на фундамент (или опору стойки) от сил инерции звеньев механизма, называют уравновешиванием масс.

Условия уравновешивания масс: $\mathbf{F}_u = 0$ и $\mathbf{M}_u = 0$, где $\mathbf{F}_u$ — главный вектор; $\mathbf{M}_u$ — главный момент сил инерции.

Если выполнять оба условия, то уравновешивание называют *динамическим*, если только первое — *статическим*, а если второе — *моментным*.

Статическое уравновешивание означает такое распределение масс, при котором центр масс механизма переходит в точку, неподвижную относительно стойки. Достигается это путем использования системы замещающих масс.

Иногда задачу статического уравновешивания решают установкой упругих элементов, эквивалентных по своему воздействию противовеса.

Разгрузка (освобождение от дополнительной нагрузки) — конструктивный прием, заключающийся во введении в кинематическую цепь дополнительных упругих и (или) инерционных элементов, за счет которых уменьшают неравномерность изменения нагрузки на двигатель и (или) уменьшают реакции в отдельных кинематических парах. Сущность разгрузки в накоплении энергии в упругих и (или) инерционных элементах в одни периоды и возврат энергии в другие.

Задача конструктивной реализации принципа разгрузки заключается в обеспечении такого процесса «перетекания» энергии, который бы приводил к увеличению нагрузки в периоды действия малой силы сопротивления, ее отсутствия или реверсирования силы сопротивления (в период торможения) и к уменьшению нагрузки в периоды действия большой силы сопротивления.

Уравновешивание и разгрузка в соответствии с приведенными задачами взаимосвязаны, они могут дополнять друг друга в повышении качественных показателей, но могут и приводить к противоположным эффектам. Например, разгрузка, обеспечивая уменьшение требуемой установленной мощности двигателя, может увеличивать переменную составляющую сил, действующих на корпус, и т. п. Уравновешивание, уменьшая переменные составляющие сил, действующих на корпус, может увеличивать общую массу звеньев, суммарные реакции в кинематических парах, увеличивать время разгона и торможения из-за увеличения момента инерции или обусловливать необходимость повышения установленной мощности двигателя и тормозной установки при сохранении времени разгона и торможения и т. п.

Условия выбора схем для динамического уравновешивания и для динамической разгрузки различны, они также различны для преимущественно статического уравновешивания или статической разгрузки.

Уравновешивание обеспечивается установкой противовесов, упругих звеньев или пневмоцилиндров. Разгрузка обеспечивается в основном упругими звеньями и (или) введением дополнительных масс. Изменение упругих сил или моментов инерции может осуществляться по заданной программе с помощью специальных устройств.

В приближенно уравновешенном заливочно-дозирующем автооператоре (рис. 17.62) ковш *2* присоединен к стойке посредством шестизвенного шарнирного механизма. Ведущему коромыслу *AB* сообщают качательное движение. Звенья *AB*, *CB* и *CD* вместе со стойкой образуют двухкоромысловый механизм. К нему присоединена структурная группа класса II, составленная из звеньев *DE* и *EF*. К звену *EF* в точке *G* присоединен ковш *2*. Для поворота ковша вокруг точки *G* используют гидроцилиндр *3*. На звене *DE* установлен противовес *1*. Противовес обеспечивает примерное постоянство размещения центра масс, увеличивает реакцию в опоре *D*, уменьшает статическую составляющую момента сил сопротивления от веса звеньев и увеличивает динамическую составляющую момента сил, приведенного к звену *AB*.

Крайнее положение механизма, когда ковшом зачерпывают металл, дано жирными линиями. Положение механизма в момент опорожнения ковша показано штриховыми линиями. Звено *EFG* занимает при этом положение *E'F'G'*.

Устройство статического уравновешивания вала карданной передачи (рис. 17.63) воспринимает вес промежуточного вала и тем самым разгружает шарнирные муфты передачи. Промежуточный вал *6* установлен в шарнирных опорах траверсы *5*. Последняя звеном *8* шарнирно связана с рычагом *9*, на котором установлен груз *10*. Изменяя наклон рычага *9*, можно поднимать и опускать вал *6*, например, при изменении положения оси выходного звена *7* карданного вала. При этом траверса поворачивается вокруг оси *X*. Реакцию в шарнире *K* воспринимает пружина *2* через рычаг *4* и тягу *3*. Такая подвеска траверсы позволяет компенсировать несоосность кинематической пары звеньев *4*, *5* и шарнирной муфты *A*, соединяющей звенья *1*, *6*.

Уравновешивание грузом и пружиной в данном механизме практически эквивалентно. Кроме шарнирных муфт *A* и *B* от веса вала *6* разгружаются опоры *C* и *D*. Вес вала воспринимается опорами, размещенными в траверсе *5*. Опоры *E* и *L* воспринимают суммарную нагрузку, обусловленную весом вала и силами

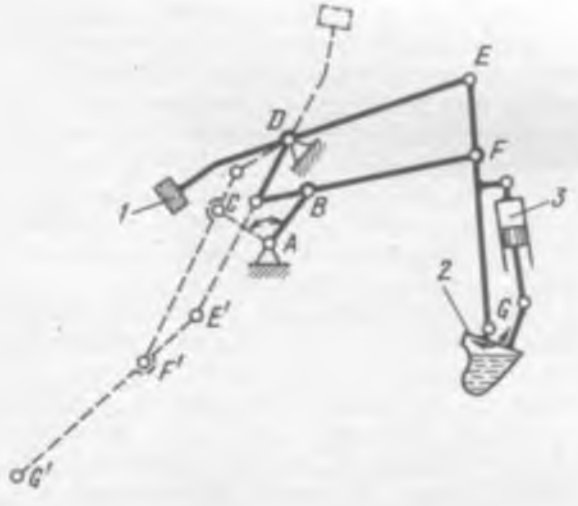


Рис. 17.62. Приближенно уравновешенный заливочно-дозирующий автооператор

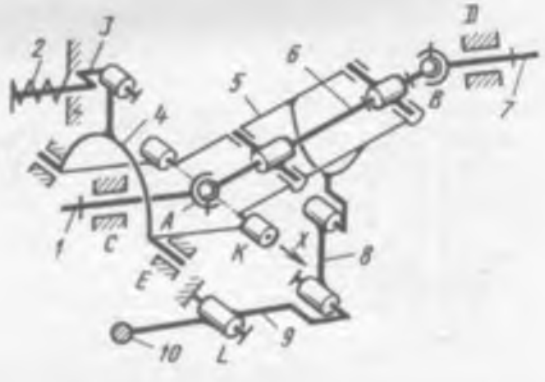


Рис. 17.63. Уравновешивающая подвеска вала карданной передачи

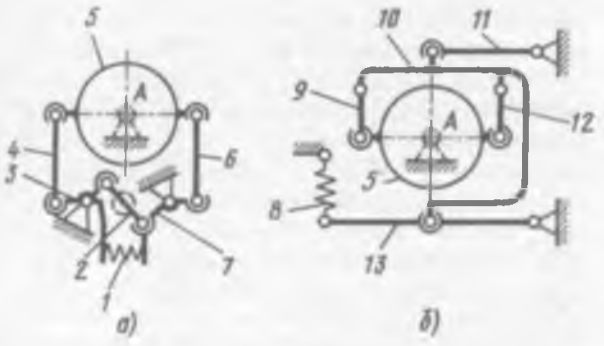


Рис. 17.64. Уравновешивание «плавающих» звеньев и звеньев компенсирующего механизма

со стороны соответствующих, уравновешивающих устройств.

В устройстве статического уравновешивания самоустанавливающегося звена (рис. 17.64) компенсирующий механизм, воспринимающий реактивный момент со стороны звена *5*, дополнен элементами *1* или *2* (рис. 17.64, *а*) и *8* (рис. 17.64, *б*), воспринимающими вес звена *5* (корпуса) и частично вес компенсирующего механизма.

Самоустанавливающееся относительно точки *A* звено *5* (рис. 17.64, *а*) установлено на тягах *4* и *6*, замкнутых между собой через рычаг *3*, тягу *2* и рычаг *7*. Момент воспринимается стойкой, как пара сил. Установкой пружины *1* между рычагами исключают возможные перемещения рычагов *3* и *7* под действием силы тяжести звеньев. Уравновешивание звена *5* и присоединенных к нему звеньев можно также обеспечить, разместив в середине звена *2* дополнительный груз.

Звено *5* (рис. 17.64, *б*) подвешено на тягах *9* и *12* к соединительному звену *10*, которое тягами *11* и *13* соединено со стойкой. Данный механизм допускает перемещения звена *5* относительно точки *A* и воспринимает момент сил. Под действием силы тяжести звенья *5*, *9*, *12* и *10* опускаются вниз, а тяги *11* и *13* наклоняются. Для исключения такого перемещения тяга *13* выполнена в виде рычага и присоединена к стойке пружиной *8*.

Данные устройства обеспечивают полную разгрузку опоры *A* и механизма между опорой и корпусом *5* от веса корпуса и звеньев, соединяющих его со стойкой. Введение уравновешивающих устройств ведет к соответствующему увеличению реакций в опорах, размещенных на стойке.

Простейший программный уравновешиватель (рис. 17.65) имеет пружину *AB* и обеспечивает изменение параметров восприятия момента от силы F при повороте

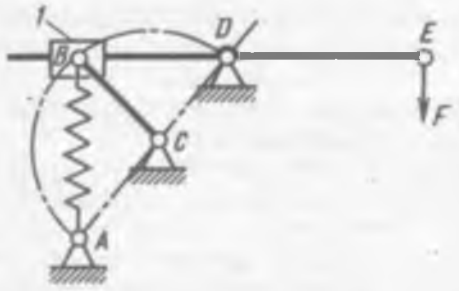


Рис. 17.65. Кулисный механизм уравновешивания рычага

рычага. На рычаг *DE* в точке *E* действует сила F, момент которой относительно точки *D* постоянен.

Точка *B* вместе со звеном *1* перемещается вдоль кулисы *BD*, жестко связанной с рычагом благодаря соединению точки *B* с точкой *C*. Точка *C* расположена в середине линии *AD*, а точка *B* выбрана на окружности, проведенной из центра *C* через точки *A* и *D*. Такое решение обеспечивает постоянный прямой угол *ABD* независимо от положения звеньев. Сила упругости пружины направлена всегда под прямым углом к рычагу, что исключает дополнительные нагрузки на звенья и обеспечивает минимальные потери на трение.

Наряду с этой особенностью при увеличении растяжения пружины плечо ее силы упругости уменьшается, а при уменьшении растяжения плечо увеличивается и момент остается примерно постоянным.

Примеры более сложных программных уравновешивателей звеньев манипуляторов приведены на рис. 17.66. Звено *1* (рис. 17.66, *а*) приводится во вращение от двигателя *3*, а уравновешивается пружиной *5*, которая через толкатель *4* с роликом *6*, цилиндрический кулачок *7* и передачу *2* взаимодействует со звеном *1*. При повороте звена *1* и изменении плеча силы тяжести

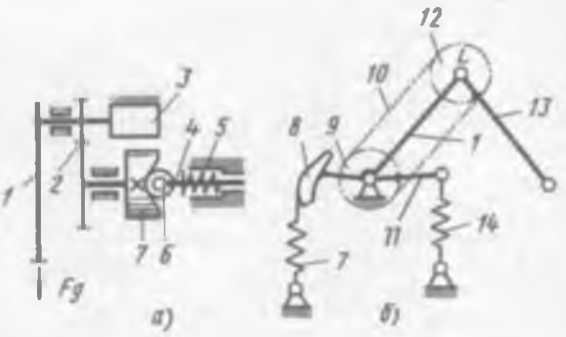


Рис. 17.66. Программные уравновешиватели манипуляторов

поворачивается кулачок *7*, изменяется деформация пружины и соответственно изменяется уравновешивающая сила. Выбор профиля кулачка позволяет практически полностью уравновесить звено *1*.

Звенья *1* и *13* (рис. 17.66, *б*) задающего механизма манипулятора уравновешены пружиной *7*. Она огибает одним концом кулачок *8*, соединенный жестко со звеном *1*. Специальный профиль кулачка обеспечивает изменение уравновешивающей силы по заданному закону.

Момент от силы тяжести звена *13* относительно точки *L* воспринимается пружиной *14*. С ним жестко соединена звездочка *9*, которая связана со звездочкой *12* цепью *10*. Звездочка *9* установлена на оси и жестко соединена с рычагом *11*, который связан со стойкой пружиной *14*. Поворот звена *13* относительно звена *1* приводит к повороту звездочек *9* и *12* и соответственно к изменению натяжения пружины *14*.

Устройства в виде пневмоцилиндров *У1* и *У2* (рис. 17.67) предназначены для восприятия веса звеньев манипуляторов. При постоянстве давления в пневмоцилиндрах они с точки зрения восприятия веса практически эквивалентны противовесам, но при этом в меньшей мере увеличивают массу подвижных звеньев.

Манипулятор с вакуумным захватным устройством *B* (рис. 17.67, *а*) присоединен к звену *GF* параллелограмма *DEFG*. Параллелограмм присоединен к подвижной в вертикальном направлении каретке *2* поступательной парой (звено *DE* — звено *2*) и коромыслом *LK*. Причем точки *G*, *F* и *K* лежат на одной прямой, а прямая *EK* образует с ней прямой угол. Кроме того, выполнено равенство $FL=LE=LK$. Эти условия обеспечивают возможность прямолинейно-поступательного и горизонтально-поступательного перемещения захватного устройства *B* относительно каретки *2*. Вес захватного устройства и присоединенных к нему звеньев воспринимается пневмоцилиндром *У2*, который соединен с коромыслом *LK* в точке *M*. Захватное устройство приводится в движение двигателем *Д2*, поворачивающим коромысло *LK* через зубчатую передачу *3*. Каретка *2* подвешена к стойке с помощью пневмоцилиндра *У1*, воспринимающего вес всех подвижных звеньев. Каретка соединена со стойкой поступательной парой и перемещается в вертикальном направлении двигателем *Д1* через реечную передачу *1*.

В схеме устройства, приведенного на рис. 17.67, *б*, восприятие веса звеньев достигается использованием пневмоцилиндров *У1* и *У2*, установленных с возможностью горизонтального перемещения. Звено *4* соединено с звеном *7* приводной кинематической парой *P*, а звено *7* — со стойкой приводной кинематической парой *Д1*. Звено *4* с присоединенными к нему звеньями в точке *O* (на рисунке не показаны) уравновешивается пневмоцилиндром *У2*. При наклоне звена пневмоцилиндр *У2* перемещается по направляющей *5*, которая представляет собой звено параллелограмма *RPTU*. Звено *6* специально введено для обеспечения горизонтального положения звена *5*.

Точку *N* выбирают на линии *SNR*, где *S* — центр тяжести звена *4*, тогда выполняется равенство $L/l=RS/RN$ и обеспечивается полное восприятие пневмоцилиндром момента силы тяжести относительно точки *R*.

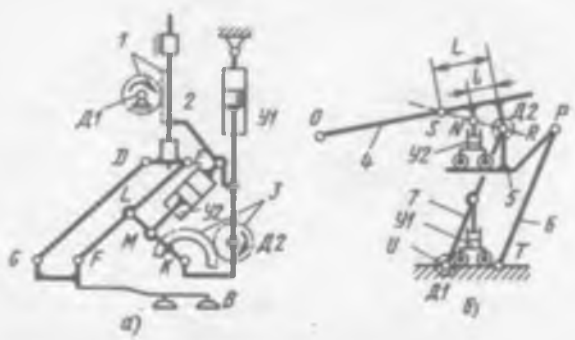


Рис. 17.67. Восприятие веса звеньев с помощью пневмоцилиндров

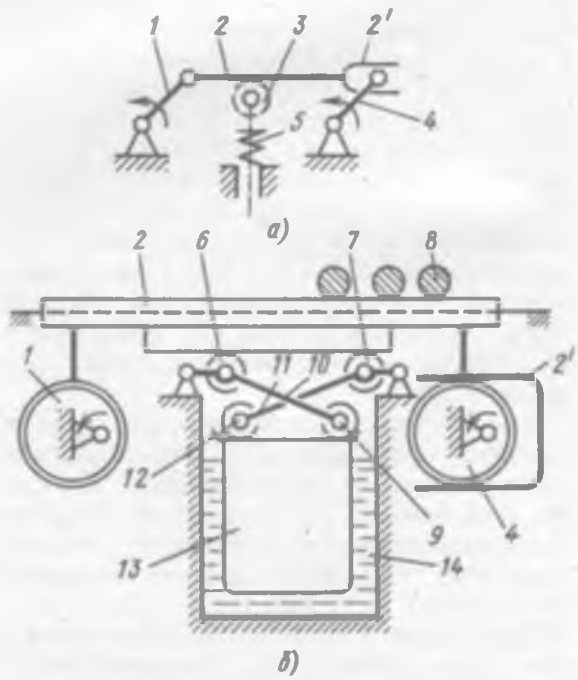


Рис. 17.68. Восприятие веса звеньев и разгрузка привода шагового конвейера

если точка S неподвижна. В противном случае обеспечивается лишь приближенное уравновешивание. Аналогично воспринимается пневмоцилиндром *У1* приведенный к звену *7* момент от силы тяжести этого звена и присоединенных к нему звеньев.

Устройство, схема которого дана на рис. 17.68, *а*, наряду с восприятием подвижного звена выполняет роль разгружателя привода двухкривошипного механизма. Кривошипы *1* и *4* вращаются от двигателей и сообщают поступательное движение звену *2*. Пружина *5* воздействует на звено *2* через ролик *3* и при опускании (торможении) звена сжимается и накапливает энергию, а при подъеме (разгоне) возвращает энергию и тем самым разгружает двигатели и уменьшает реакции в шарнирах.

На рис. 17.68, *б* показана конструктивная схема данного устройства, примененная в шаговом конвейере. Подвижная направляющая *2* поднимается над неподвижной направляющей, перемещает заготовку *8* (прокат), затем опускает ее на неподвижную направляющую и возвращается в начальное положение. Привод осуществляется вращением двух кривошипов *1* и *4*, выполненных в виде эксцентриков с подшипниками большого диаметра. Направляющая *2* и кривошипы *1*, *4* образуют двухкривошипный механизм (см. рис. 17.68, *а*), в котором во избежание рассогласованного воздействия на направляющую обоих кривошипов кривошип *4* соединен с направляющей двухподвижной парой. Направляющая имеет на конце вилку *2'*, охватывающую эксцентрик *4*. Направляющая *2* с грузом опирается через ролики *6*, *7*, рычаги *10*, *11* и ролики *9*, *12* на поплавок *13*, установленный в емкости с жидкостью *14*. Изменяя уровень жидкости в емкости, регулируют силу, выталкивающую поплавок в процессе работы механизма. Выталкивающая сила изменяется аналогично изменению силы упругости пружины *5*.

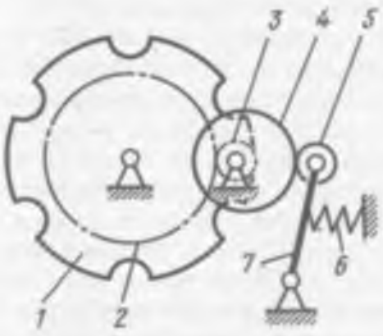


Рис. 17.69. Программный разгружатель цепной передачи

Упругий разгружатель (рис. 17.69) предназначен для уменьшения неравномерности движения тяговой цепи конвейера. Непостоянство передаточного отношения является свойством цепной передачи, проявляемым особенно сильно при малых числах зубьев звездочек. Для уменьшения неравномерности движения, обусловленной этим свойством, используют зубчатые передачи с некруглыми колесами, кулачково-рычажные механизмы, устанавливаемые в приводе ведущей звездочки и изменяющие закон ее движения.

Применяют также разгружающие устройства с переменным в процессе вращения моментом сопротивления. К звездочке *1* через зубчатую передачу *2—3* присоединен кулачковый механизм. Кулачок *4* установлен на валу шестерни *3*. К его поверхности пружиной *6*

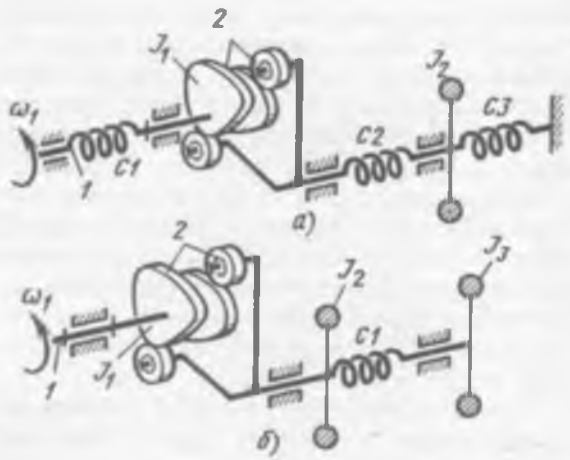


Рис. 17.70. Программные упругоинерционные разгружатели механизмов циклового действия: *а* — разгружатель соединен со стойкой; *б* — разгружатель со свободно качающимися звеньями

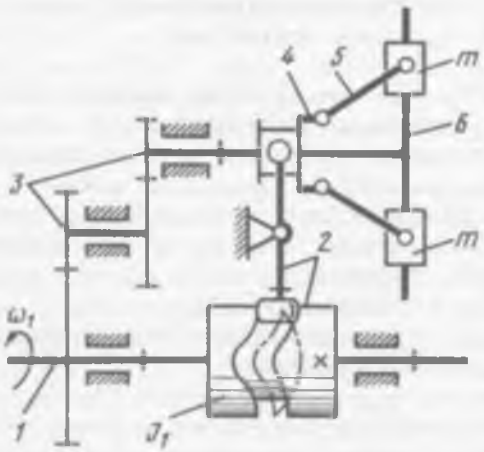


Рис. 17.71. Программный инерционный разгружатель механизма циклового действия

поджат ролик *5*, установленный на коромысле *7*. Передаточное отношение передачи *2—3* равно числу зубьев звездочки. В моменты, соответствующие увеличению скорости цепи, пружина *6* сжимается и создается дополнительное сопротивление, вращение звездочки замедляется. Запасенная энергия отдается в моменты, соответствующие уменьшению скорости цепи.

Программный упругоинерционный разгружатель (рис. 17.70) механизма циклового действия содержит упругие звенья *C1*, *C2* и *C3* и звенья, обладающие моментами инерции J_1, J_2, J_3, последовательно присоединенные к ведущему звену *1*. Приведенные моменты инерции и крутильная жесткость изменяются по заданной программе с помощью кулачкового механизма *2*.

В программном инерционном разгружателе (рис. 17.71) механизма циклового действия к вращающемуся звену присоединено устройство, момент инерции которого изменяется в процессе вращения с помощью кулачкового механизма *2*. Вал *1* через зубчатую передачу *3* соединен с кулисой *6*, на которой расположены грузы массой *m*. Кулачковый механизм *2* сообщает возвратно-поступательное движение ползуну *4*, воздействующему через шатуны *5* на грузы. Последние периодически приближаются к оси вращения кулисы и удаляются. В результате изменяется момент инерции устройства по определенной программе.

Подбором масс, жесткостей и профиля кулачка можно обеспечить эффективную разгрузку привода звена *1*.

17.5. КОНСТРУКТИВНАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ СМЯГЧЕНИЯ УДАРОВ, УМЕНЬШЕНИЯ ВИБРАЦИЙ, СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

Если при эксплуатации машины возможны столкновения ее деталей между собой или с внешними объектами, то при выборе конструкции деталей стремятся смягчить это столкновение. Речь, естественно, не идет о случаях, когда по условиям функционирования требуется получать ударные воздействия или взаимодействия.

Конструктивными приемами смягчения столкновения являются:

выбор формы сопряженных звеньев, обеспечивающей непрерывность контакта при их относительном перемещении (см. рис. 17.75);

совмещение по времени процесса выхода из сопряжения одной пары звеньев с входом в сопряжение другой пары звеньев (перекрытие в зубчатом зацеплении);

уменьшение жесткости сталкиваемых тел или установка упругих элементов в направлении восприятия нагрузки, обусловленной столкновением (см. рис. 17.78);

присоединение к подвижному звену, вызывающему столкновение, устройства, рассеивающего энергию движения этого звена, в том числе и за счет соударения других тел (см. рис. 17.80).

Конструктивным приемом уменьшения вибраций практически без рассеяния энергии является присоединение к колеблющемуся объекту через кинематическую пару и (или) упругий элемент дополнительного звена (см. рис. 17.79). Схему присоединения этого звена и его массу выбирают такими, чтобы звено совершало колебания с частотой, подстраивающейся к частоте возбуждения, а его реакция в кинематической паре препятствовала бы колебанию объекта.

Конструктивными приемами демпфирования вибраций (уменьшения вибраций вследствие рассеяния механической энергии) являются следующие:

введение между колеблющимися частями слоя специального материала трущихся пар, дросселей для перетекания жидкости или газа из одной полости в другую (см. рис. 17.81, *б*); введение звеньев, перемещаемых в вязкой среде, магнитном поле, и других подобных устройств, способных преобразовать механическую энергию в тепловую или электрическую, рассеивать ее или возвращать источнику питания. Устройства, осуществляющие демпфирование вибрации, называют демпферами. Чаще всего демпферы используют в совокупности с упругими элементами (см. рис. 17.81, *в*) и (или) инерционными (см. рис. 17.81, *г*) звеньями.

Упругие элементы и нелинейные механические системы

Упругие элементы применяют практически во всех устройствах, снижающих динамические нагрузки. В качестве упругих элементов используют пружины, рессоры, резиновые и пластмассовые вкладыши и торсионы.

Торсион (рис. 17.72) представляет собой пружину в виде вала, работающего на кручение. Торсион выполняют в виде длинного, обладающего малой крутильной жесткостью вала (рис. 17.72, *а*) или в виде нескольких последовательно соединенных и расположенных параллельно валов (рис. 17.72, *б* и *в*).

Торсионные валы *1* и *3* (рис. 17.72, *б*) соединены промежуточным звеном *2*. К валу *3* при-

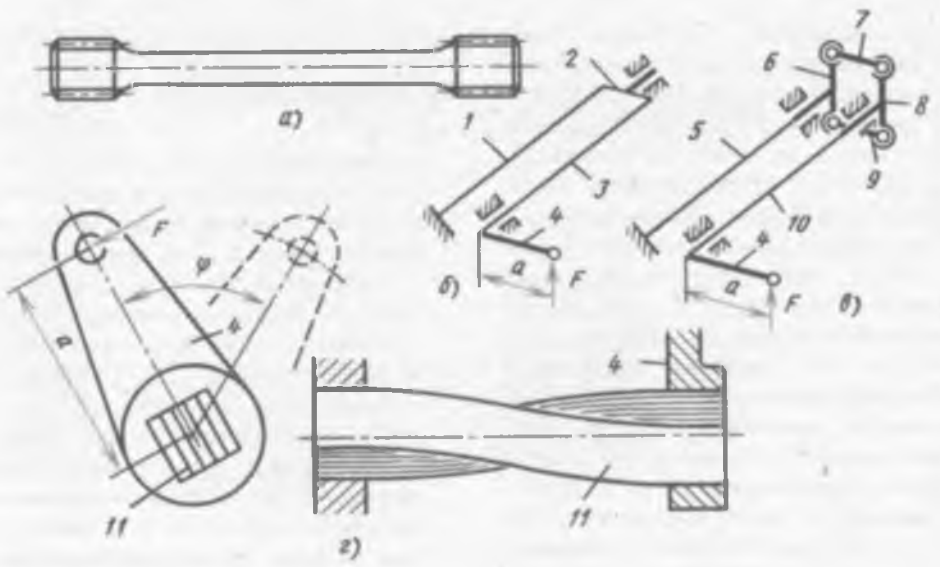


Рис. 17.72. Торсионы

соединен рычаг *4*. К нему на плече *a* приложена сила F (рабочая нагрузка торсиона). При закручивании вала *3* звено *2* стремится повернуться и закручивает вал *1*, но при этом валы еще и изгибаются.

Валы *5* и *10* (рис. 17.72, *в*) работают только на кручение благодаря их соединению с помощью параллелограмма, составленного из звеньев *6*, *7*, *8* и *9*.

Торсион может быть выполнен в виде пакета стальных листов *11* (рис. 17.72, *г*). При повороте рычага *4* на достаточно большой угол φ листы не только закручиваются, но на отдельных участках перемещаются (трутся) относительно друг друга, что обусловливает повышенные демпфирующие свойства такого торсиона.

Разновидностями упругих элементов являются пневмоцилиндры, сильфоны, мембранные коробки и т. п. Представляет интерес параллельное размещение механической пружины и емкости, заполненной воздухом. Такого типа сочетания используют в так называемых пневмоупругих опорах (рис. 17.73).

Подобно пружине такая система воспринимает ударные нагрузки и в какой-то мере поглощает энергию колебаний. Пневмоопора служит для виброизоляции. В процессе эксплуатации можно регулировать жесткость пневмоопоры, нагнетая в емкость воздух или выпуская его. Применяют пневмоопоры в сочетании с резиновыми или стальными упругими элементами. Внутри пружины *2* установлен пневмобаллон *1*. Регулируемая подача воздуха осуществляется через штуцер *3*.

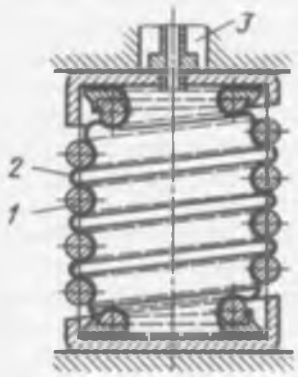


Рис. 17.73. Пневмоупругая опора

Нелинейная механическая система — это совокупность тел, при взаимодействии которых нарушается хотя бы одна из пропорциональных зависимостей между силой упругости и относительным перемещением тел, силой трения и относительной скоростью этих тел (скоростью скольжения), силой инерции и ускорением.

В качестве структурной составляющей нелинейной системы широко применяют нелинейные упругие элементы (элементы, характеризуемые нелинейной зависимостью между силой упругости и деформацией), а также нелинейные упругие элементы, в которых перемещения сопровождаются трением. Использование тех или других элементов позволяет снижать динамические нагрузки. В частности, при приближении частоты внешнего воздействия на систему к какой-либо частоте

ее собственных колебаний (свободных колебаний) не происходит резкого возрастания амплитуды колебания, так как с ростом амплитуды меняется жесткость системы и соответственно частота собственных колебаний. На рис. 17.74, *а—г* даны примеры нелинейных упругих элементов, используемых в муфтах и обеспечивающих нелинейную зависимость между передаваемой нагрузкой (T — вращающий момент, F — сила) и относительным перемещением λ_{1-2} звеньев *1* и *2*. На рис. 17.74, *е—з* показаны пружины с нелинейной характеристикой.

При увеличении моментов T_1 и T_2 (рис. 17.74, *а*) пакет листов *3* изгибается. Листы прижимаются к поверхности звена *2*, благодаря чему жесткость связи возрастает. При изгибе между листами возникает скольжение, что приводит к демпфированию колебаний. Змеевидная пружина *4* (рис. 17.74, *б*) при увеличении сил F_1 и F_2 все в большей мере прилегает к зубьям звеньев *1* и *2* и жесткость муфты также увеличивается. В устройстве, показанном на рис. 17.74, *в*, изменение жесткости от перемещения достигается за счет переменного сечения пакета *5*, составленного из листов разной длины.

Между звеньями муфты (рис. 17.74, *г*) установлен пакет упругих телескопических незамкнутых колец. С увеличением моментов T_1 и T_2 пакет колец сжимается, звенья *1* и *2* перемещаются относительно друг друга, поверхности соседних колец соприкасаются в направлении действия сил F_1 и F_2 внутреннее кольцо огибает сердечник *6*, а внешнее кольцо прилегает к поверхности соединенных звеньев *1* и *2*.

С увеличением нагрузки увеличивается площадь прилегания и соответственно увеличивается жесткость (рис. 17.74, *д*, кривая *8*). При уменьшении нагрузки и соответственно при изменении направления относительного перемещения звеньев меняется направление сил трения между соприкасающимися элементами и характеристика системы будет иной (рис. 17.74, *д*, кривая *9*). Площадь между кривыми *8* и *9* соответствует работе сил трения. От ее величины зависят демпфирующие свойства системы. При знакопеременной нагрузке приведенная зависимость имеет вид петли гистерезиса.

Две пружины *10* и *11* (рис. 17.74, *е*) с линейной характеристикой соединены параллельно и установлены так, что пружина *10* все время участвует в работе, а пружина *11* включается в действие после сближения звеньев *1* и *2* на величину Δ. Характеристика совместной работы имеет линейные участки. Жесткость изменяется ступенчато: при перемещении меньшем Δ — это участок C_{10}, при перемещении большем Δ — участок $C_{10}+C_{11}$.

Пружины *10* и *11* (рис. 17.74, *ж*) могут быть соединены последовательно и деформироваться одновременно, пока звено *12* не пройдет путь Δ и не соприкоснется с звеном *1* (жесткость $C=C_{10}C_{11}/(C_{10}+C_{11})$, где C_{10} и C_{11} — жесткости звеньев *10* и *11* соответственно), после чего участвует в работе только пружина *11* (жесткость ее C_{11}).

Коническая пружина *13* (рис. 17.74, *з*) имеет переменный ход P_h винтовой линии и постоянный угол подъема винтовой линии ψ. Витки большего диаметра обладают меньшей жесткостью и деформируются в первую очередь до соприкосновения. С увеличением зоны соприкосновения витков жесткость возрастает. Применяют также конические пружины с постоянным ходом P_h и переменным углом ψ.

Тарельчатая пружина (рис. 17.74, *и*) составлена из нескольких пакетов *A*, *B* и *C* с различным числом прилегающих друг к другу элементов *14*. Чем больше число взаимно прилегающих элементов, тем выше их общая жесткость. Поэтому в первую очередь в основном деформируются элементы в пакете *A*, затем в пакете *B* и наконец в пакете *C*.

Характеристика при загрузке (кривая *15*) отличается от характеристики при разгрузке (кривая *16*) в основном из-за изменения направления сил трения F_f при относительном скольжении взаимно прилегающих элементов при повороте их осевых сечений под действием сил F. Такое решение также приводит к повышенным демпфирующим свойствам пружины.

Нелинейную характеристику имеют пары трения без смазочного материала. Их используют в демпферах, виброизолирующих опорах в совокупности с упругими элементами.

Существенную нелинейность в систему вносят также упругие элементы трубчатой формы из резины или пластмассы, работающие на сжатие. Применение такого элемента из полиуретана в амортизаторе автомобиля показано на рис. 17.74, *к*. Элемент *18* центрируется на штоке *23* амортизатора. В месте его перемещения относительно штока имеются узкие центрирующие пояски. Внешняя поверхность имеет небольшую конусность и кольцевые углубления. Такая форма способствует более полному участию всего тела элемента в работе при сжатии.

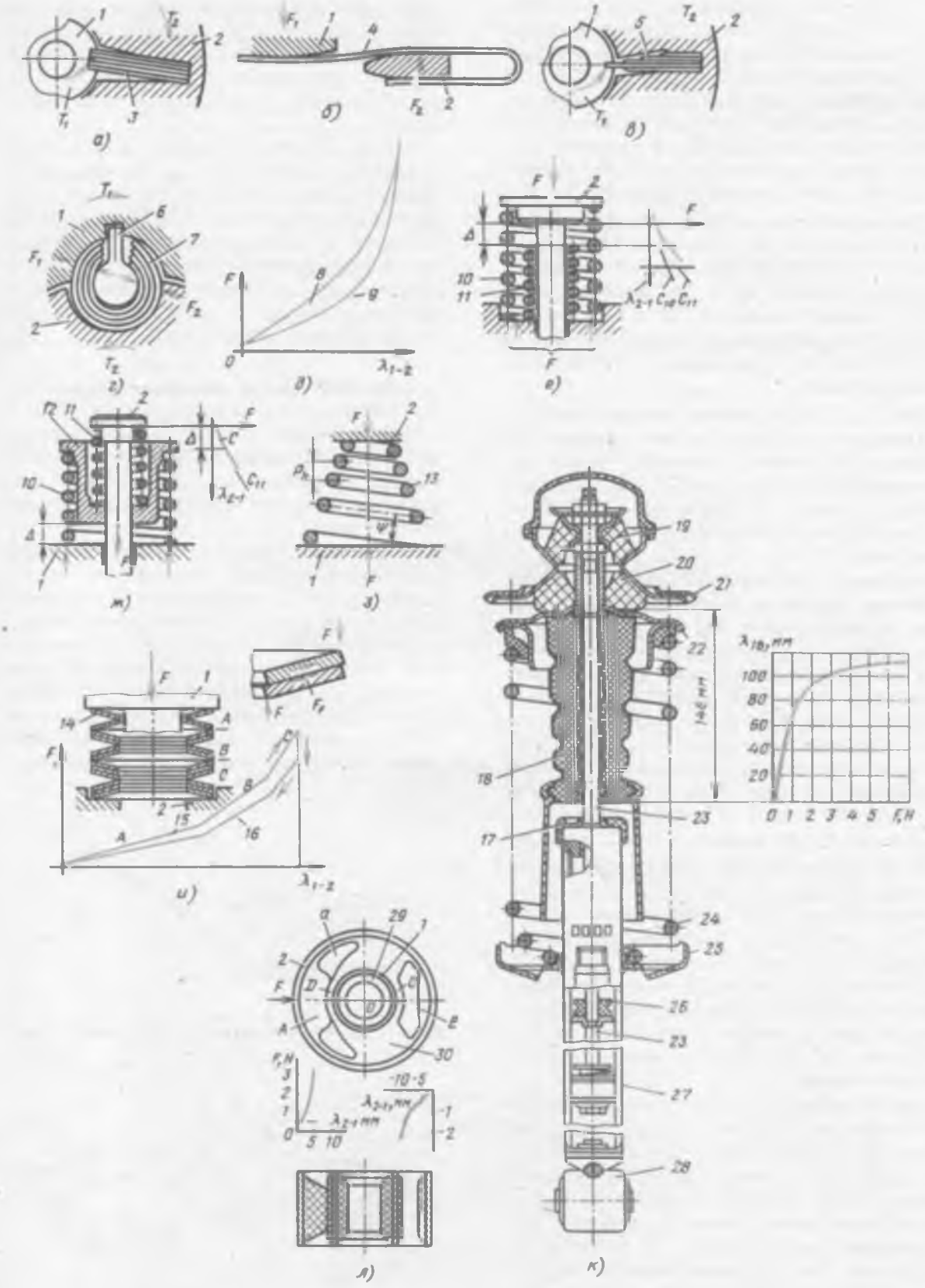


Рис. 17.74. Нелинейные упругие звенья и соединения

Параллельно упругому элементу *18* установлена пружина сжатия, а последовательно — шумоизолирующая резиновая подушка *20*. Резиновые подушки *19* и *20* образуют упругий шарнир, соединяющий шток *23* с кузовом автомобиля. Шток *23* перемещается относительно цилиндра *27*, к которому приварен корпус шарнира подвески *28* с запрессованной в него резиновой втулкой.

При вертикальном перемещении цилиндра *27* сначала через нижнюю чашу *25* деформируется пружина *24*, колпачок *17* упирается в торец элемента *18* и он начинает сжиматься между колпачком *17* и верхней чашей *21*. Одновременно сжимаются пружина *24* и подушка *20*. Ход штока ограничивает буфер отбоя *26*.

На рис. 17.74, *к* справа представлена характеристика отдельно взятого элемента при сжатии его силой F. Элемент может деформироваться более чем на две трети его начальной длины. В конце хода сила F во много раз превышает свое значение в середине хода.

Выбирая определенную форму упругого элемента, можно не только получать заданную характеристику его жесткости, но и обеспечивать получение различной жесткости при реверсировании нагрузки или изменении места приложения силы. На рис. 17.74, *л* показана резиновая опора подвески автомобиля. Она имеет стальные втулки *1* и *2*, привулканизированные к резиновому слою *30*. В резиновом слое имеются полости *a* и выступы *A*, *B*, *C*, *D*. Выступ *A* предварительно прижат к выступу *D*, а выступы *B* и *C* отдалены один от другого. Внутри втулки *1* привулканизирован резиновый слой *19*, в который запрессовывается шип сопряженной детали.

Если неподвижно закрепить втулку *1*, а прикладывать силу F слева (см. рис. 17.74, *л*) или справа к втулке *2*, то в силу несимметричной формы резинового слоя и наличия упоров характеристики будут иметь различный вид (на рис. 17.74, *л* справа и слева соответственно).

При давлении на втулку *2* слева требуется определить начальное усилие, а так как упоры *A*, *D* еще больше будут прижиматься, то будет иметь место «жесткая» характеристика. При давлении на втулку *2* справа до соприкосновения упоров *B* и *C* сила F увеличивается незначительно, а затем резко возрастает, так как упоры вступают во взаимодействие и могут только сжиматься.

Нелинейную характеристику имеют также пары трения без смазочного материала. Их используют в демпферах, виброизолирующих опорах в совокупности с упругими элементами.

К нелинейным относятся механизмы с переменным приведенным моментом инерции (в зависимости от положения звена приведения).

Задача смягчения ударов крайне редко решается изолированно от задачи вибрационной защиты, особенно от задачи демпфирования вибраций, поскольку удар обычно вызывает механические колебания системы. Тем не менее можно отделить конструктивные приемы, непосредственно направленные на смягчение ударов, от приемов уменьшения или демпфирования вибрации.

Устройства для смягчения ударов

Направляющая *3* (рис. 17.75) по сравнению с направляющей *2* обеспечивает плавное постепенное изменение направления движения тела *1*, что позволяет избежать «жесткого» удара.

Корпус плуга (рис. 17.76) имеет предохранительное устройство, позволяющее ему отходить назад и выглубляться относительно *рамы 4 при встрече с препятствием. Корпус 1* (рис. 17.76, *а*) связан с рамой *4* семизвенным механизмом, причем корпус соединен жестко с коромыслом *5* этого механизма. Вместе с коромыслом *3*, шатуном *2* и рамой корпус *1* образует двухкоромысловый механизм. Между шатуном *2* и коромыслом *5*



Рис. 17.75. Формы направляющих при соударении тел

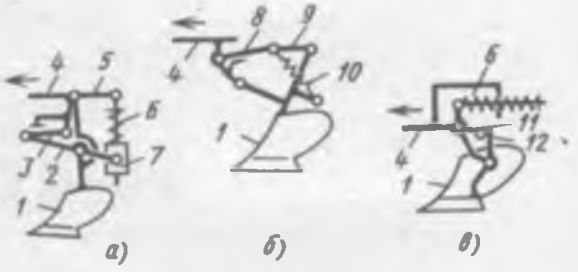


Рис. 17.76. Упругое соединение корпуса плуга с рамой

установлены звено *7* и пружина *6*. При перегрузках и отклонении корпуса пружина сжимается.

Корпус *1* (рис. 17.76, *б*) соединен с рамой *4* шарниром и двумя звеньями *9* и *8*. Все эти звенья вместе образуют двухкоромысловый механизм. При перегрузках корпус поворачивается, а пружина *10* растягивается. Корпус *1* (рис. 17.76, *в*) через упор *12* воздействует на рычаг *11*. При повороте рычага *11* сжимается пружина *6*.

Задача смягчения удара довольно часто возникает при создании упоров для остановки перемещаемых предметов. При этом дополнительно требуется найти решение для изменения положения упора.

Схема передвижного упора, обеспечивающего остановку проката для резки его на

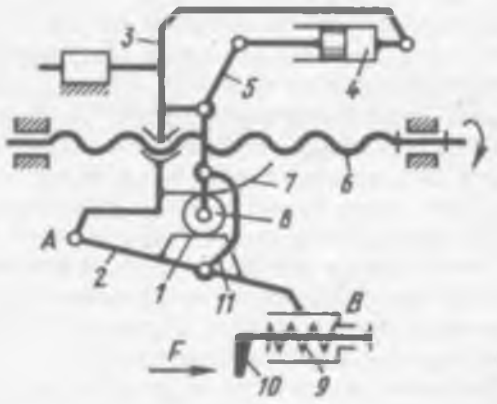
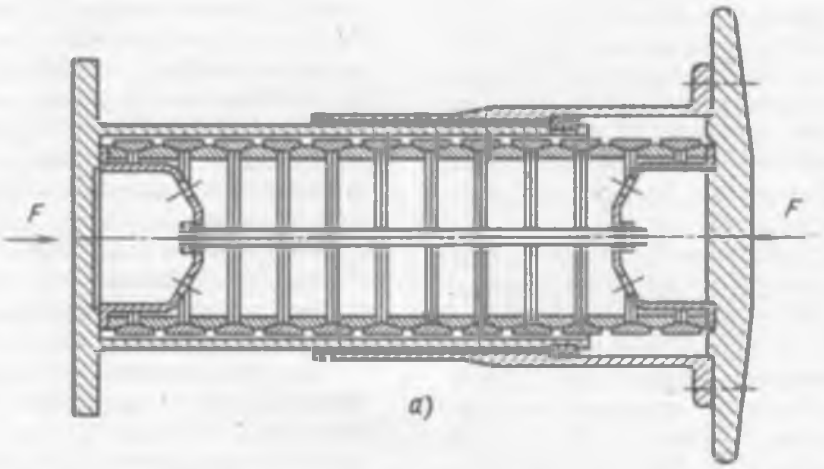
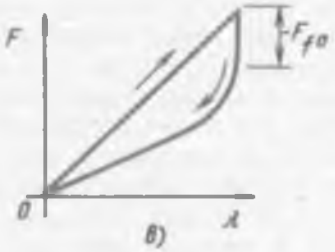


Рис. 17.77. Передвижной упор для остановки проката







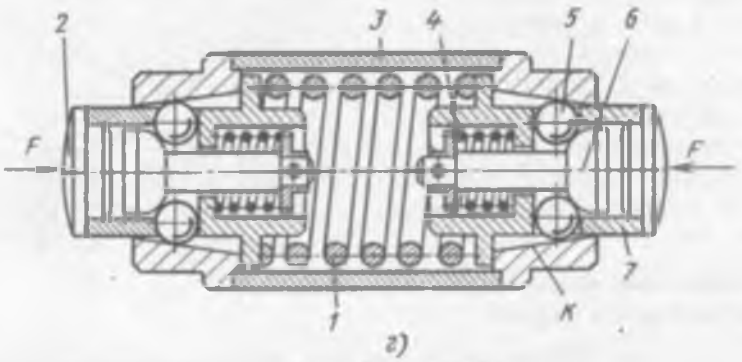


Рис. 17.78. Буфера

ножницах или пилах, показана на рис. 17.77. Положение каретки *3* упора регулируется вращением самотормозящего винта *6*. Звено *10*, останавливающее прокат и воспринимающее силу F, связано поступательной парой *B* с коромыслом *2*. Удар проката передается через пружину *9* на коромысло, а затем через площадку *1*, ролик *8* и направляющую *7* ролика воспринимается кареткой *3*. Только один шарнир *A* воспринимает ударную нагрузку, все другие шарниры при этом нагружаются в меньшей степени.

Для пропуска проката коромысло *2* поворачивают вокруг точки *A* с помощью гидроцилиндра *4*. Гидроцилиндр воздействует на коромысло через рычаг *5* и тягу *11*. Одновременно ролик *8* выводится по направляющей *7* из зоны контакта с площадкой *1*.

Распространенным устройством для восприятия и смягчения случайных ударов в направлении движения транспортного средства является так называемый буфер. В качестве основной детали буфера используют пружины и другие упругие элементы. При его конструировании важно предусмотреть уменьшение силы отдачи при возвратном перемещении элементов пружины.

Буфер в виде кольцевой пружины (рис. 17.78, *а*) представляет собой набор взаимодействующих конических колец. Элементы пружины при нагружении силами F деформируются в радиальном направлении, а вдоль образующих конической поверхности действуют силы трения F_f (рис. 17.78, *б*). При разгрузке пружины силы упругости преодолевают силы трения покоя F_{f0}, а затем силы трения скольжения при относительном движении звеньев (рис. 17.78, *в*, где λ — деформация пружины в осевом направлении). В результате за счет сил трения рассеивается значительная энергия и смягчаются удары.

В двустороннем буфере с гасителем энергии отдачи (рис. 17.78, *г*) при ударе звенья *2* и *7* сближаются и сжимают пружину *1*, а шары *5* перекатываются по конической поверхности *K* корпуса *3*, будучи прижаты к ней пружиной *4* через конус *6*. По окончании удара внешние силы F резко уменьшаются, а пружина стремится также резко разжаться. Но при этом запасенная ею энергия расходуется на возврат шаров *5* в начальное положение и сжатие пружины *4*, этим смягчается удар при возврате звеньев.

Устройства, уменьшающие вибрацию без рассеяния механической энергии

Из возможных приемов виброзащиты представляют интерес такие приемы, которые обеспечивают уменьшение вибрации с помощью дополнительно устанавливаемой колеблющейся массы, препятствующей колебаниям защищаемого объекта. Колебания дополнительно устанавливаемой массы осуществляются либо с помощью специального привода (активная виброзащита), либо благодаря ее связи с источником возбуждения колебаний объекта или с самим защищаемым объектом (пассивная виброзащита). Использование дополнительного, автоматически управляемого привода может обеспечить наиболее эффективную виброзащиту, но получаемое при этом устройство сложно в осуществлении.

При выборе системы виброзащиты немаловажную роль играет ее конструктивная простота.

На рис. 17.79 дан пример присоединения к объекту маятникового устройства, предназначенного для уменьшения амплитуды поперечных колебаний платформы транспортного средства за счет упругого присоединения к ней качающегося груза. Криволинейная направляющая *1* прикреплена к платформе транспортного средства. Груз *2* выполнен в виде катка, шарнирно соединен с звеном *3*, которое перемещается в кулисе *4*. Кулиса *4* шарнирно соединена с платформой в точке *A*. Груз *2* прижат к направляющей пружиной *5*. На конце звена *3* установлен противовес *6*. При раскачивании платформы точка *A* перемещается (показано штриховой стрелкой), груз *2* стремится сохранить свое положение в пространстве и катится по направляющей. При увеличении частоты колебаний максимальное сжатие пружины возрастает, а реакция F_n'' катка *2* на направляющую увеличивается и препятствует в какой-то мере возбуждению F. Реакция F_n'' направлена навстречу скорости перемещений точек платформы и стремится прижать платформу к дорожному полотну. Маятниковое устройство за счет перемещения и подъема груза и сжатия пружины аккумулирует энергию при уда-



Рис. 17.79. Маятниковое устройство для уменьшения вибрации

лении платформы от среднего положения и возвращает ее при приближении платформы к среднему положению. При этом амплитуда колебаний уменьшается.

Демпферы

Рассеяние механической энергии в демпферах осуществляется либо за счет дросселирования жидкости (газа) (рис. 17.80), либо за счет трения твердых тел (см. рис. 17.72, *г*; 17.74, *а — г, и*; 17.78, *б*; 17.81, *а, в, д*). Механическая энергия рассеивается также за счет внутреннего трения при деформировании упругих тел (см. рис. 17.74, *к, л*; 17.81, *г*), в том числе и при соударении тел.

Гидравлический демпфер автомобиля (рис. 17.80) имеет цилиндр *2*, проушина которого соединена с осью колеса, и поршень *5*, шток *7* которого шарнирно соединен с рамой машины. Функционирование гидравлического демпфера основано на сопротивлении перетеканию жидкости между резервуаром и рабочим цилиндром (между полостями *1, 3, 4, 6*) через узкие каналы с преодолением сопротивления пружин клапанов. Жидкость при перетекании нагревается, за счет чего поглощается энергия ударов колес автомобиля о неровности дороги. Работа демпфера характеризуется двумя циклами: один возникает при сжатии пружины подвески (рис. 17.80, *а*, справа), а второй — при его расслаблении (рис. 17.80, *а*). При сжатии пружины проушина цилиндра и шток поршня сближаются (рис. 17.80, *б*), объем полости *3* уменьшается, перепускной клапан *9* отжимается и жидкость перетекает из полости *3* в полость *6*. Но поскольку объем полости *6* за счет объема штока увеличивается медленней, чем уменьшается объем полости *3*, часть жидкости перетекает через центральное отверстие клапана сжатия *14*. При этом клапан *14* под давлением жидкости перемещается вниз и освобождает боковое отверстие, через которое жидкость перетекает в полость *1*, а затем в полость *4*.

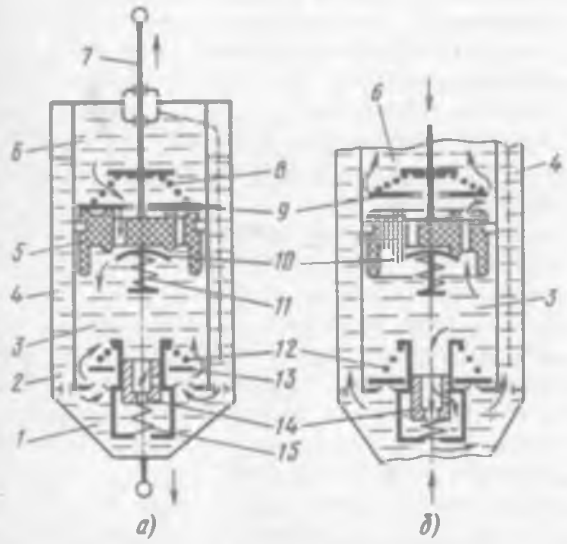


Рис. 17.80. Демпферы

При расслаблении пружины подвески проушины штока *7* и цилиндра *2* удаляются друг от друга (рис. 17.80, *а*), клапан *9* прижимается пружиной *8* и давлением жидкости к поршню *5*, а клапан *14* под действием пружины *15* поднимается в верхнее положение.

Под давлением жидкости деформируется диск *10* клапана отдачи, сжимается его пружина *11*, впускной клапан *13* поднимается, преодолевая сопротивление пружины *12*. Жидкость перетекает из полости *4* в полость *1*, а из полостей *1* и *6* — в полость *3*.

Виброизолирующие опоры

Виброизолирующие опоры предназначены для восприятия или передачи сосредоточенной нагрузки от одной части машины на вторую, защищая при этом вторую часть от механических колебаний первой. Конструктивно виброизолирующая опора обычно представляет собой совокупность поступательной кинематической пары, упругого элемента и демпфера. Функции составных частей опоры могут быть совмещены в одной детали или элементе.

Деталь *1* (рис. 17.81, *а*) подвешена в корпусе *2* на упругих проволочных скобах *3*. При колебаниях детали *1* скобы *3* деформируются и ее элементы скользят по кольцевой канавке детали *2*, демпфируя при этом колебания.

Между деталями *1* и *2* (рис. 17.81, *б*) установлена виброизолирующая опора. Она содержит две полости *В* и *Н*, заполненные жидкостью. Корпус опоры составлен из двух стаканов *4* и *5*, привулканизированных друг к другу слоем резины *6*. Полости *В* и *Н* разделены жесткой мембраной *7*, привулканизированной к нижнему стакану слоем резины. Герметизирует полость *Н* податливая мембрана *8*. При относительных колебаниях звеньев *1* и *2* жидкость перетекает из одной полости в другую через отверстие *О*. Вертикальные перемещения мембраны *8* создают дополнительный демпфирующий эффект. Между нижней стенкой кор-

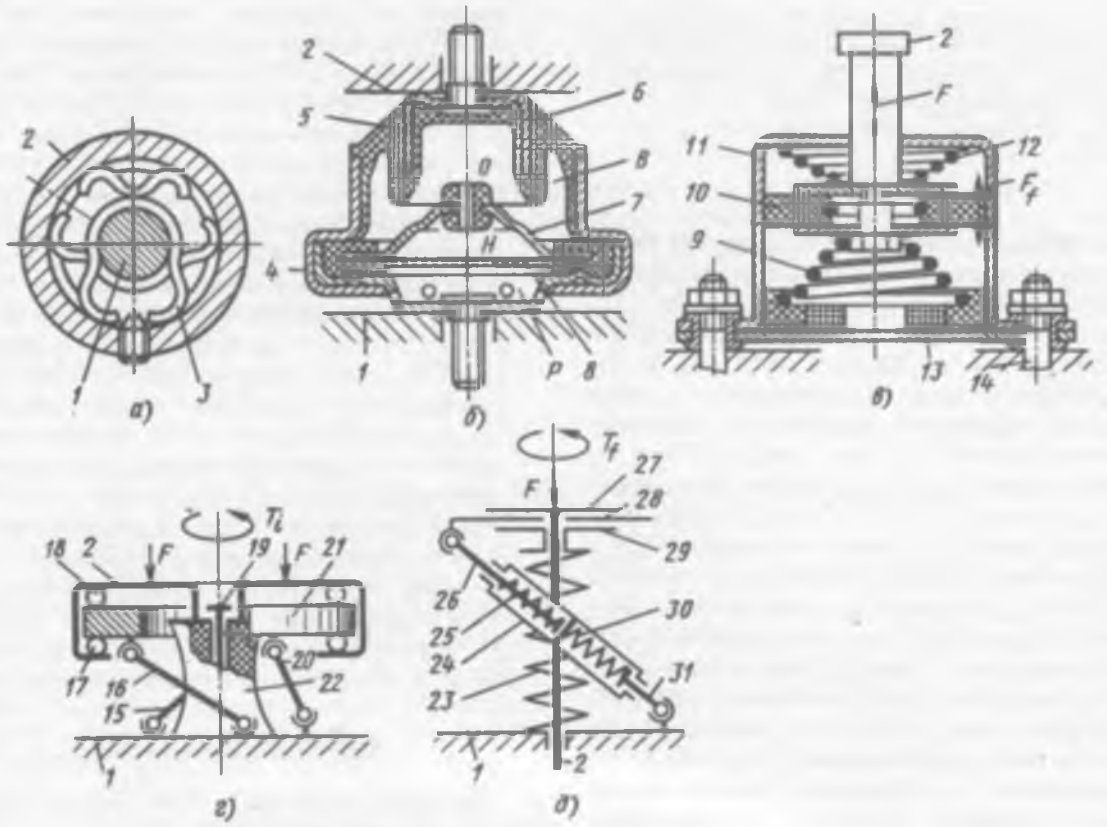


Рис. 17.81. Виброизолирующие опоры

пуса и мембраной *8* имеется камера *P*, сообщающаяся с окружающей средой через отверстия. При колебаниях мембраны воздух проходит через эти отверстия.

Опора, показанная на рис. 17.81, *в*, обладает высокими демпфирующими свойствами благодаря трению без смазочного материала (сила F_f), скользящих относительно друг друга элементов: пластмассовой диафрагмы *10* и металлического корпуса *11*. Диафрагма *10* соединена с подвижным звеном *2* и с обеих сторон поджата коническими пружинами *9* и *12*, характеризуемыми нелинейностью зависимости деформации от силы *F*. Для защиты от ударных воздействий в конце хода звена *2* установлена упругая подушка *13*, сплетенная из проволоки. Корпус соединен с основанием болтами *14*.

Эту опору применяют при $F = 2 \ldots 200$ Н в условиях вибрации с частотой до 300 Гц и пиковым значением ускорения *5g*, при ударных импульсах до *10g*.

Инерционная опора технологического оборудования (рис. 17.81, *г*) имеет упругий элемент *22* между станиной *2* и основанием *1*. От боковых перемещений станина и основание зафиксированы направляющим стержнем *19*. В станине установлен маховик *21* на шариковых опорах *17* и *18*. Маховик соединен с основанием наклонными звеньями *15*, *16*, *20*, оси которых образуют поверхность двухполостного гиперболоида.

При сжатии элемента *22* под действием сил *F* маховик раскручивается в одну сторону, преодолевая при этом момент сил инерции T_i, при расслаблении элемента *22* его вращение реверсируется. При этом амплитуда колебаний и ускорения перемещений станины уменьшаются. Часть энергии колебаний рассеивается в элементе *22* и расходуется на трение в опорах маховика и шарнирах звеньев.

На рис. 17.81, *д* представлена виброизолирующая опора, содержащая пружину *25*, смягчающую удары, и фрикционное устройство в виде дискового тормоза (звенья *27*, *28*, *29*), гасящего колебания. Под действием силы *F* ползун *2* перемещается в направляющей, пружина *23* сжимается; поскольку сама пружина почти не рассеивает энергию, начинается колебательный процесс. Но при этом упругая тяга, составленная из звеньев *26*, *24* и *31*, заставляет поворачиваться диск *28*, зажатый с обеих сторон дисками

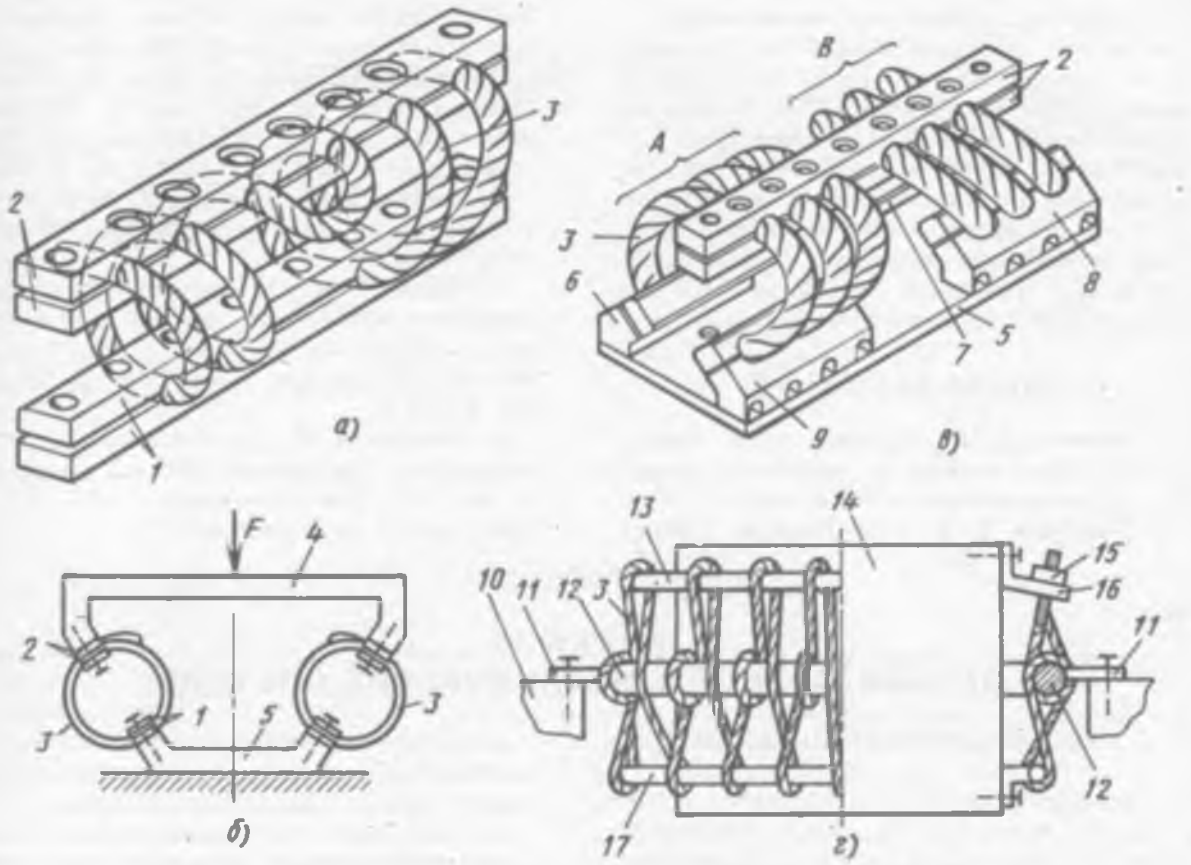


Рис. 17.82. Тросовые виброизолирующие устройства

29 и *27*. За счет момента трения $T_{тр}$ между дисками энергия колебаний превращается в теплоту. Тяга выполнена упругой во избежание резких перемещений диска *28*. При этом если ползун *19* движется вниз, то сжимается пружина *30*, если он движется вверх, то сжимается пружина *25*.

Эффективную защиту от вибрации обеспечивают тросовые виброизолирующие устройства. Они представляют собой различного рода опоры (рис. 17.82, *а*, *б*, *в*) и подвески аппаратов к раме (рис. 17.82, *г*).

Металлический многожильный трос *3* (рис. 17.82, *а*) в виде нескольких винтовых витков размещен между двумя парами брусьев *1* и *2*. Брусья в каждой паре стянуты винтами и зажимают витки троса от перемещения. Витки расположены симметрично относительно среднего сечения брусьев. Такая опора может быть использована, например, в паре с другой такой же опорой, как показано на рис. 17.82, *б*. При этом брусья *1* и *2* прикреплены соответственно к основанию *5* и раме машины *4*. Опора в основном нагружена силой F, но может воспринимать боковые нагрузки и моменты практически по всем возможным направлениям.

Опора обладает «мягкой» нелинейной характеристикой и хорошими демпфирующими свойствами за счет трения при относительном перемещении жил, проволок или волокон троса.

Применяют также опоры, в которых между парой брусьев *2* и кронштейнами *6* и *9*, *7* и *8* (рис. 17.82, *в*) расположены упругие С-образные элементы из эластомерного шнура круглого сечения. Концы каждого из элементов закреплены в кронштейнах. Из упругих элементов составлены две симметрично расположенные группы *A* и *B*.

Элементы групп наклонены к основанию под углом 35—70°. В этих пределах можно регулировать угол за счет относительного перемещения и закрепления кронштейнов на основании. За счет регулировки угла добиваются получения требуемой динамической характеристики опоры.

Тросовую подвеску аппарата *14* к раме *10* осуществляют с помощью отдельных отрезков троса или непрерывной намотки его витков. Обычно используют два — четыре сектора непрерывно намотанного троса *3*, обеспечивающих симметричную схему подвески.

К раме *10* с помощью кронштейнов *11* прикреплен кольцевой брус *12*, а к аппарату *14* прикреплены кольца *13* и *17*. Трос *3* огибает брус *12* и кольца *13* и *17*, как показано на рис. 17.83, *г*. Натяжение троса осуществляют гайкой *15*, размещенной на кронштейне *16*. Характеристика подвески зависит от предварительного натяжения троса. Обычно жесткость возрастает с увеличением амплитуды колебаний. Подвеска обладает хорошей демпфирующей способностью.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Волков Д. П., Крайнев А. Ф.** Трансмиссии строительных и дорожных машин. М.: Машиностроение, 1974. 424 с.

2. **Горкунов Д. Н.** Триботехника: Учебник для студентов втузов. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1989. 328 с.

3. **Конструирование** приборов. В 2 кн./ Под ред. В. Краузе. Пер. с нем. В. Н. Пальянова.; Под ред. О. Ф. Тищенко. М.: Машиностроение, 1987. Кн. 1. 384 с.; Кн. 2. 376 с.

4. **Левина З. М., Решетов Д. Н.** Контактная жесткость машин. М.: Машиностроение, 1971. 263 с.

5. **Орлов П. И.** Основы конструирования. Справочно-методическое пособие. В 2 кн. 3-е изд. исправленное/Под ред. П. Н. Учаева. М.: Машиностроение, 1988. Кн. 1. 560 с.; Кн. 2. 544 с.

6. **Решетов Л. Н.** Самоустанавливающиеся механизмы. Справочник. 2-е изд., перераб. и доп., М.: Машиностроение, 1985. 272 с. (Библиотека конструктора.)

Глава 18
ДЕТАЛИ МАШИН И МЕХАНИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

18.1. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

Соединение деталей (соединение) — конструктивная реализация соприкосновения деталей для образования из них частей машины.

Различают неподвижное соединение и подвижное. Неподвижные соединения выполняют неразъемными (сварные, паяные, клеевые, а также соединения, получаемые в процессе литья или пластического деформирования) и разъемными (резьбовые, шпоночные, шлицевые).

Подвижное соединение представляет собой кинематическую пару или кинематическое соединение. Резьбовое, шпоночное, шлицевое соединения могут быть неподвижными или подвижными. Неподвижное фрикционное соединение может быть разъемным или неразъемным.

Особую группу представляют упругие соединения деталей. Разновидностями соединений или их составными частями являются замки, стопоры и фиксаторы.

Сварные соединения

Эти соединения применяют при изготовлении резервуаров, бункеров, рамных конструкций, ферм, станин, корпусов, а также во всех случаях, когда экономически целесообразно сложные детали получать соединением из простых штампованных или литых деталей.

Хорошей свариваемостью обладают низкоуглеродистые стали и низколегированные стали с низким содержанием углерода.

Сварной шов снижает прочность и особенно сопротивление усталости при переменных напряжениях детали по сравнению с прочностью и сопротивлением усталости монолитной детали (разрушение обычно происходит не по самому шву, а в зоне, смежной со сплошным материалом).

При выполнении сварного соединения происходит коробление изделий. Чтобы уменьшить или исключить его, принимают соответствующие меры: чередуют участки швов на разных сторонах деталей, используют оправки, осуществляют отжиг после сварки и т. п.

Наиболее распространены следующие виды сварки: дуговая ручная, автоматическая дуговая под слоем флюса, контактная (оплавлением, точечная, шовная, трением). Точечную и шовную сварку используют при соединении тонких листов. Сваркой оплавлением и трением получают соединения торцов валов, труб и т. п.

В зависимости от толщины свариваемых дуговой сваркой деталей предъявляются разные требования к форме кромок. Края тонких листов до 3 мм загибают, как на рис. 18.1, *а*. Кромки листов толщиной до 8 мм при ручной сварке и до 20 мм при автоматической сварке выполняют прямыми (рис. 18.1, *б*). По мере увеличения толщины используют разделку кромок (рис. 18.1, *в* — *д*).

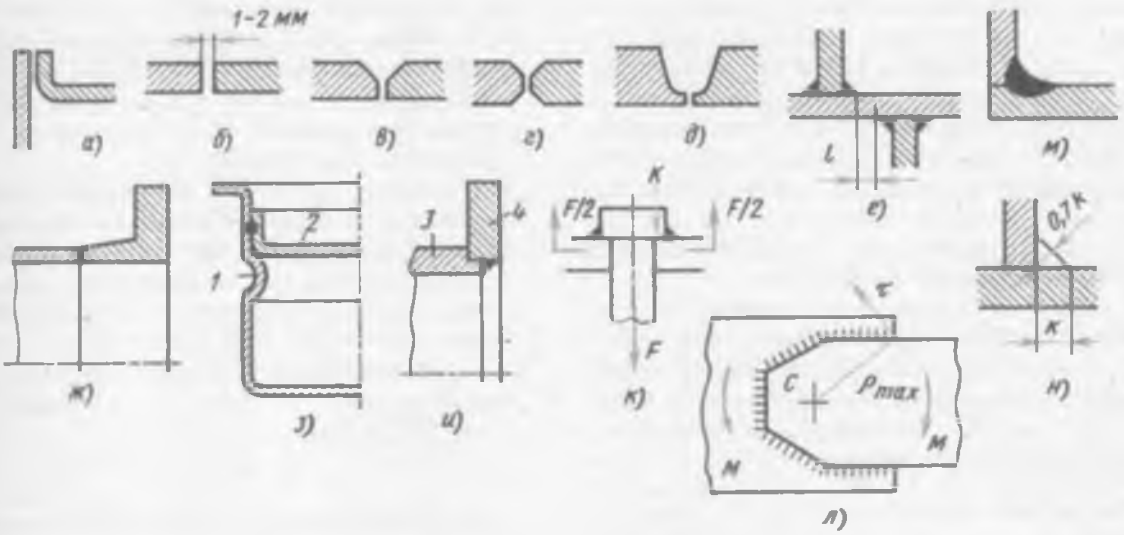


Рис. 18.1. Сварные соединения

При конструировании деталей, имеющих сварное соединение, руководствуются следующими правилами:

сварные швы располагают в доступных местах, снизу или сбоку по отношению к электроду при осуществлении сварки, если деталь нельзя перевернуть;

смежные сварные швы по возможности отдаляют друг от друга, чтобы сводить к минимуму сосредоточение наплавленного металла (расстояние *l* на рис. 18.1, *е*);

при соединении массивных деталей с тонкими вводят клиновые участки (рис. 18.1, *ж*);

для обеспечения точного относительного расположения соединяемых деталей предусматривают их взаимную фиксацию конструктивными элементами непосредственно на деталях либо используют специальные оправки. На рис. 18.1, *з* упор *1* удерживает днище *2*. На рис. 18.1, *и* фланец *4* зафиксирован относительно трубы *3* в поперечном и осевом направлениях благодаря проточке на трубе;

для исключения оплавления и деформирования обработанных до сварки поверхностей их располагают максимально отдаленными от шва;

для компенсации уменьшения прочности соединения по сравнению с прочностью монолитной детали предусматривают разгрузку или упрочнение сварного шва. Действие силы F (рис. 18.1, *к*) воспринимается не сварным швом, а буртиком *K*. Выполнение нахлесточного соединения со скошенными краями листа (рис. 18.1, *л*) в 2,5 раза повышает прочность на растяжение и в 5 раз прочность на изгиб по сравнению со стыковым соединением листов;

сварные швы располагают в местах, отдаленных от концентраторов напряжений, поскольку они вводят дополнительную концентрацию напряжений. Для уменьшения концентрации напряжений швы выполняют вогнутыми с глубоким проплавлением (рис. 18.1, *м*) или подвергают дополнительной механической обработке, снимая неоднородный неровный верхний слой. Предел выносливости можно повысить удалением наплавленного слоя шва (зачисткой) — на 60—90 % (здесь и далее данные по σ_{-1} для стыкового соединения), аргонодуговой обработкой шва — на 35—90 %, высоким отпуском — на 30—70 %, предварительной статической перегрузкой — на 50 %, поверхностным наклепом — на 80—105 %, пластическим обжатием — на 40 %, ультразвуковой ударной обработкой — на 85 %.

При расчете сварного соединения определяют напряжения в наиболее ослабленных сечениях. За расчетное сечение принимают среднее сечение шва, перпендикулярное к его наружной поверхности. Обычно это прямоугольник с длиной шва и высотой 0,7 *k*, где *k* — высота катета шва (рис. 18.1, *н*).

При действии (см. рис. 18.1, *л*) момента *M* в плоскости стыка

$$\tau_{max} = M\rho_{max}/J_\rho \leqslant [\tau_{max}],$$

где ρ_{max} — расстояние от наиболее удаленного участка шва до центра тяжести *C* сечения шва; J_ρ — полярный момент инерции среднего сечения шва.

Допустимые напряжения шва $[\sigma']$ и $[\tau']$ соответственно на растяжение и срез при статическом нагружении уменьшаются по срав-

нению с допустимыми напряжениями основного металла $[\sigma]$ и $[\tau]$. Например, при ручной дуговой сварке $[\sigma']=0{,}9\,[\sigma]$, $[\tau']=0{,}6\,[\tau]$, при автоматической сварке $[\sigma']=[\sigma]$, $[\tau']=0{,}65\,[\tau]$. При переменных напряжениях учитывают характер изменения напряжений и эффективный коэффициент концентрации напряжений, который особенно велик для угловых швов, работающих на срез, и особенно для точечных соединений.

Амплитуды предельных напряжений σ_a (МПа) необработанных сварных швов стальных деталей при асимметрии цикла напряжений, характеризуемой коэффициентом $R_\sigma = -1 \ldots +1$, и при различном числе циклов N приведены ниже:

Вид сварного соединения	$N=2\cdot10^6$	$N=5\cdot10^6$
Стыковое	74	69
Нахлесточное с двумя лобовыми (угловыми) швами	37,5	35
Нахлесточное с фланговыми и лобовыми швами	26	23

Паяные соединения

Методами высокотемпературной пайки (капиллярной, диффузионной, контактно-реактивной, металлокерамической) получают неразъемные соединения со свойствами, близкими к свойствам основных материалов, и прочностью, превышающей прочность сварных соединений.

Паяные соединения выполняют стыковыми, нахлесточными и телескопическими. Для высококачественной пайки предусматривают между соединяемыми деталями зазор в пределах 0,05—0,15 мм. С увеличением площади контакта несущая способность соединения повышается. Прочность при срезе составляет $(0{,}8—0{,}9)\,\sigma_в$, где $\sigma_в$ — временное сопротивление припоя. У припоев на основе олова с добавлением серебра, сурьмы, меди $\sigma_в=32 \ldots 45$ МПа, медно-цинковые припои имеют $\sigma_в=210 \ldots 340$ МПа, а у припоев на основе соединений медь — никель или медь — никель — марганец $\sigma_в=200 \ldots 240$ МПа.

Клеевые соединения

Для клеевого соединения применяют клеящий материал на основе синтетических материалов, обеспечивающий надежное склеивание металлов и других конструкционных материалов.

Клеевые соединения прочнее заклепочных и сварных соединений при работе на срез, но обладают невысокой теплостойкостью (не свыше 300 °С) и со временем теряют свои свойства. Клеевые соединения могут использоваться вместо неподвижных фрикционных соединений. Они обеспечивают герметичность конструкции.

Прочность клеевого соединения пропорциональна площади склеивания. Например, нахлесточное соединение после выдержки в течение 60 суток при использовании эпоксидного клея характеризуется прочностью на сдвиг 19,6 МПа, при использовании поливинилацетальфенового клея — 25,2 МПа, при использовании фенолонитрилкаучукового клея — 33,6 МПа.

Соединения пластическим деформированием

Пластическим деформированием соединяют, как правило, тонкостенные детали емкостей, кожухов и трубопроводов из пластичных материалов. Тонкостенную трубу, например, надевают на штуцера с кольцевой канавкой и обкатывают роликом так, что ее стенка вдавливается в канавку и создается неподвижное неразъемное соединение. Используют такое соединение также в совокупности с другими соединениями,, например, производят зачеканку стыков для обеспечения герметичности, закернивают резьбовое соединение, предохраняя его от самоотвинчивания и т. п.

Распространены фальцованные соединения тонкостенных деталей путем совместного загибания кромок. На рис. 18.2, *а* фальцованное соединение плоских листов, на рис. 18.2, *б* — соединение бортов цилиндрической емкости.

Используют соединение пластическим деформированием для окантовки краев отверстий введением специальных защитных элементов, огибающих края отверстий в тонкостенных оболочках. Окантовка позволяет, в частности, уменьшить температурные напряжения у краев отверстий жаровых труб камер сгорания. В отверстие вставляют специальные пистоны, края которых развальцовывают по контуру (рис. 18.2, *в*).

Показанная на рис. 18.3 конструкция представляет собой соединение подшипника *1* (рис. 18.3, *а*) и шкива *2*, полученное пластическим деформированием. Удерживается шкив на внешнем кольце подшипника с одной стороны буртиком, а с другой — лепестками *2'*. Лепестки получают вырубкой из материала шкива. Перед монтажом их отгибают, как показано на рис. 18.3, *а*, затем вставляют в шкив подшипник и за-

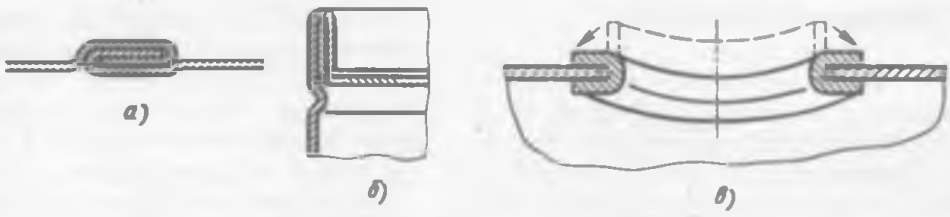


Рис. 18.2. Фальцованные соединения

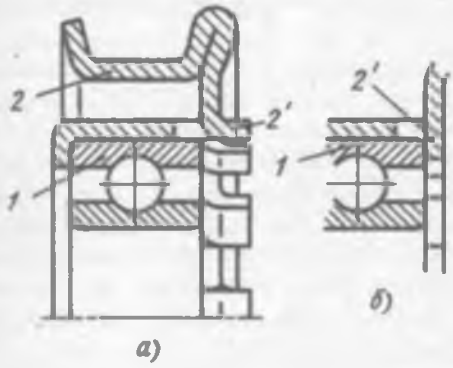


Рис. 18.3. Соединение с помощью отгибаемых элементов

гибают лепестки (см. рис. 18.3, *б*), тем самым фиксируя положение подшипника *1* относительно шкива.

Армирование

Целью армирования является упрочнение материала или конструкции другим материалом путем их неподвижного и, как правило, неразъемного соединения. Например, композиционные материалы содержат в качестве армирующего каркаса высокопрочные непрерывные волокна.

Армирование часто применяют при конструировании деталей из легких сплавов и пластмасс. Его используют, когда требуются местная высокая контактная прочность, большое сопротивление сдвигу (срезу), высокие электро- и теплопроводность, сопротивление ползучести при длительных нагрузках или другие свойства, которыми не обладают легкие сплавы или пластмассы.

В качестве арматуры применяют детали из стали, латуни, бронзы, керамики и стекла. Армирование позволяет увеличить жесткость и точность деталей, повысить износостойкость, препятствует усадке пластмассы.

Соединение арматуры с пластмассой обычно настолько прочно, что не допускает ее извлечения без разрушения изделия. Обычно арматуру закрепляют опрессованием в процессе изготовления изделия, запрессовкой в изготовленную деталь, постановкой на резьбе с натягом, а также с помощью заклепок, штифтов и других крепежных элементов.

На рис. 18.4, *а* показана стальная втулка с глухим отверстием и резьбой, установленная в пластмассовую деталь; на рис. 18.4, *б* — винт, закрепленный одним концом в пластмассовой детали; на рис. 18.4, *в* — бобышка, усиленная стальным вкладышем; на рис. 18.4, *г* — *е* — соединения зубчатого венца из пластмассы со ступицей из стали.

В схеме на рис. 18.4, *г* передача момента осуществляется благодаря трению между венцом и ступицей, на рис. 18.4, *д* — благодаря специальным углублениям и выступам, а в схеме на рис. 18.4, *е* для этой цели армируемая и армирующая детали соединены заклепками.

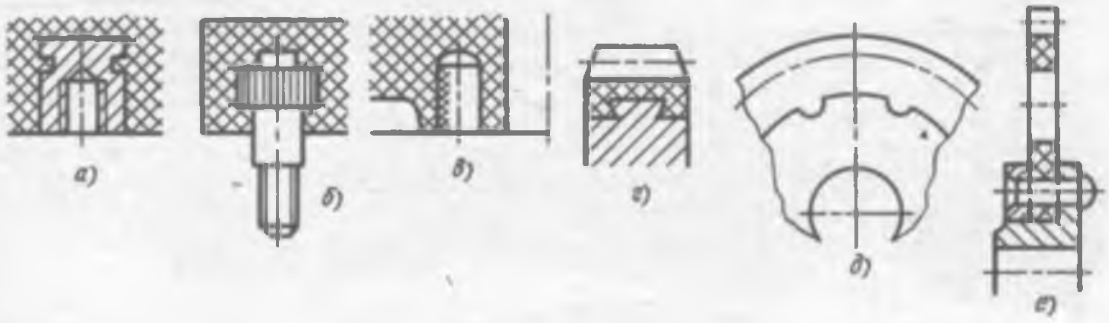


Рис. 18.4. Армирование деталей

Заклепочные соединения

Различают силовое прочное и силовое плотное заклепочные соединения. Последнее наряду с восприятием сил обеспечивает герметичность соединения. Для этого осуществляют чеканку кромок соединяемых листов и окружности головок заклепок.

По расположению соединяемых листов различают заклепочные нахлесточные соединения (рис. 18.5, *а*), с одной накладкой (рис. 18.5, *б*) и с двумя накладками (рис. 18.5, *в*). Заклепки в плане располагают рядами (рис. 18.5, *г*) или в шахматном порядке (рис. 18.5, *д*). Рекомендуется принимать диаметр заклепки примерно в 2 раза больше минимальной толщины соединяемых деталей h_{min} при $h_{min} = 1 \ldots 5$ мм и примерно в 1,5—1,1 раза больше при $h_{min} = 7 \ldots 20$ мм.

Рассчитывают соединение на срез и смятие заклепок, а также на прочность сечений, ослабленных заклепками.

Из условия сопротивления срезу допустимая нагрузка $F = \frac{\pi d^2}{4} iz\,[\tau_{ср}]$, где d — диаметр заклепки; i — число срезов одной заклепки ($i = 1$ для рис. 18.5, *а*, *б* и $i = 2$ для рис. 18.5, *в*: z — число заклепок, воспринимающих силу F (на рис. 18.5, *б—д* половина от общего числа заклепок); $[\tau]_{ср}$ — допустимые напряжения на срез (обычно $[\tau] = 140$ МПа).

Допустимая нагрузка из условия сопротивления смятию характеризуется силой $F = hdz[\sigma]_м$, где $[\sigma]_м = 280 \ldots 320$ МПа для материала заклепок Ст0, Ст2 и Ст3.

Проверка на прочность ослабленных сечений осуществляется соответственно по формулам $F \leqslant [\sigma]_р S_I$ и $F \leqslant [\tau]_{ср} S_{II}$, где $[\sigma]_р$, $[\tau]_{ср}$ — допустимые напряжения листов соответственно на растяжение и срез; S_I и S_{II} — площади сечений, обозначенные на рис. 18.5, *е*.

Заклепочное соединение, воспринимающее момент M (рис. 18.5, *г*), рассчитывают на сопротивление срезу по наиболее нагруженной заклепке, для которой срезающая сила $F_1 = M/W$ или $F_1 = M_{e1}/[2z_1(e_1^2 + e_2^2 + \ldots)]$, где W — момент сопротивления сечений заклепок; z_1 — число вертикальных рядов; e_1, e_2, ... — расстояния от горизонтальных рядов до срединной оси (горизонтальной оси симметрии на рис. 18.5, *г*).

Заклепочное соединение осуществляют с помощью заклепок разнообразных исполнений (рис. 18.6). Обычно заклепка имеет закладную головку *1* (рис. 18.6, *а*), выполненную заранее, и замыкающую головку *2*, формируемую при клепке.

Заклепки имеют полукруглые выступающие (рис. 18.6, *а*) или потайные (рис. 18.6, *б*) головки. Стержневые закаленные заклепки (рис. 18.6, *в*) устанавливают в отверстия с натягом. Замыкающую головку для них формируют завальцовкой кольца *3* из пластичного металла, перемещая инструмент в направлении силы F. Такие заклепки называют также болтозаклепками. При расположении инструмента с одной стороны заклепку удерживают за стержень *4*, который после постановки заклепки отрывается. Трубчатые заклепки (рис. 18.6, *г*) применяют для соединений, несущих небольшие нагрузки.

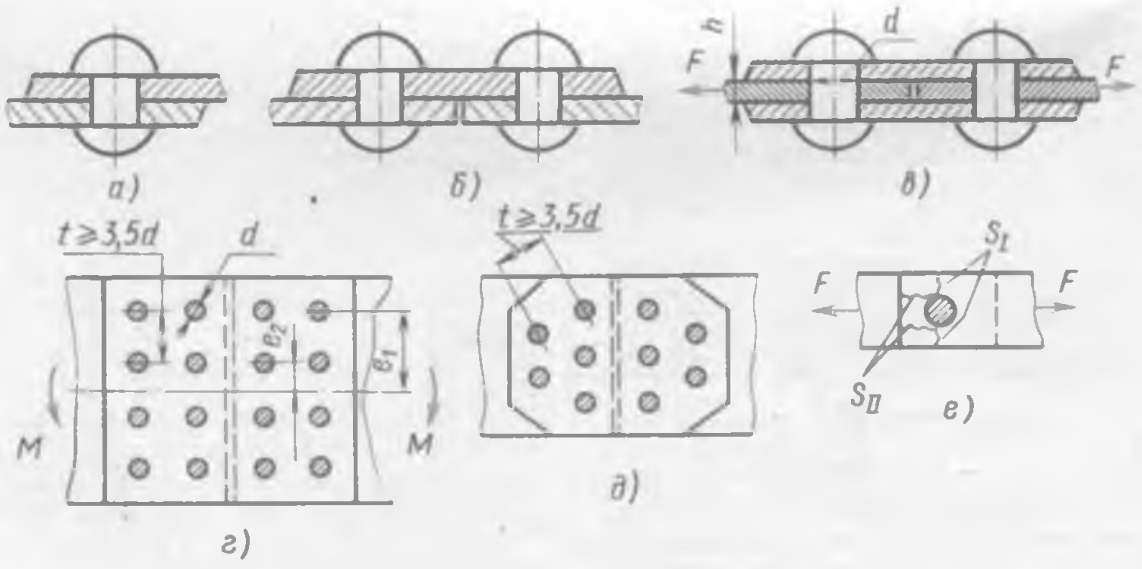


Рис. 18.5. Заклепочные соединения

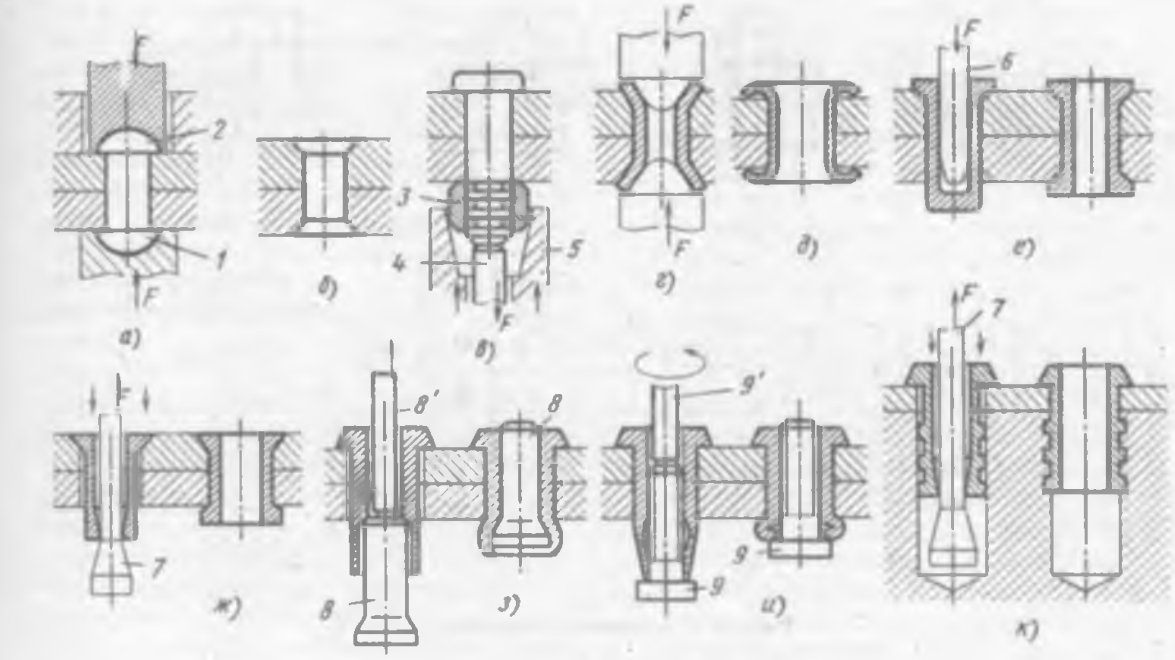


Рис. 18.6. Заклепки

Пистонные заклепки (рис. 18.6, *д*) изготовляют из тонкостенных трубок толщиной 0,2—0,5 мм и используют для крепления кожи, ткани, пластмасс и других мягких материалов.

Закладочную заклепку (рис. 18.6, *е*) используют в случаях, когда подвести клепальный инструмент с обеих сторон невозможно. Дорн *6* пробивает перегородку в заготовке и тем самым формирует головку с обратной стороны.

На рис. 18.6, *ж — и* показаны варианты заклепок для односторонней постановки. Заклепку вставляют в отверстие с одной стороны вместе с инструментом. Втягивая утолщенную часть инструмента *7* (см. рис. 18.6, *ж*) в направлении силы F в пустотелую заклепку, развальцовывают ее. Втягивая технологический сердечник *8*, как показано на рис. 18.6, *з*, формируют головку, после чего его верхнюю часть *8'* отрывают, а нижняя остается в теле заклепки. На рис. 18.6, *и* показан аналогичный процесс, но втягивание осуществляют, ввинчивая сердечник *9* в заклепку. После формирования головки гладкая часть *9'* сердечника срезается при ее вращении под действием момента T.

На рис. 18.6, *к* приведена схема постановки заклепки в глухом отверстии. Заклепка имеет гребенчатый хвостовик. При протягивании через отверстие инструмента *7* заклепка деформируется, а гребенки внедряются в материал соединяемой детали.

Для заклепок применяют материалы: Ст2, Ст3, сталь 15А, сталь 10, 12Х18Н9Т, 20Г, 30ХГС, алюминиевые сплавы В65, Д18П и др.

Резьбовые соединения

Эти соединения (соединения деталей с помощью резьбы) обеспечивают относительную неподвижность соединяемых деталей или заданное перемещение одной детали относительно другой.

Резьбовое соединение — наиболее распространенный вид соединений. Оно состоит из детали с наружной резьбой (винт) и детали с внутренней резьбой (гайка). Основным элементом соединения являются винтовые выступы на сопряженных деталях — резьба.

Детали соединения обычно изготавливают из пластичных сталей Ст3, сталь 10 ($\sigma_в = 300...490$ МПа, $\sigma_т = 200$ МПа); сталь 20 ($\sigma_в = 400...550$ МПа, $\sigma_т = 240$ МПа); сталь 30, сталь 35 ($\sigma_в = 500...700$ МПа, $\sigma_т = 300$ МПа) и др. В ответственных соединениях используют стали 40Г2, 40Х, 30ХГСА ($\sigma_в = 1000...1200$ МПа, $\sigma_т = 900$ МПа) и др. Изготовляют также детали из пластмасс, титановых и бериллиевых сплавов.

В зависимости от области применения резьбового соединения выбирают степень точности сопряженных деталей и посадку. Например, $7H/6g$ означает: гайка 7-й степени точности с основным отклонением H, винт 6-й степени точности с отклонением g.

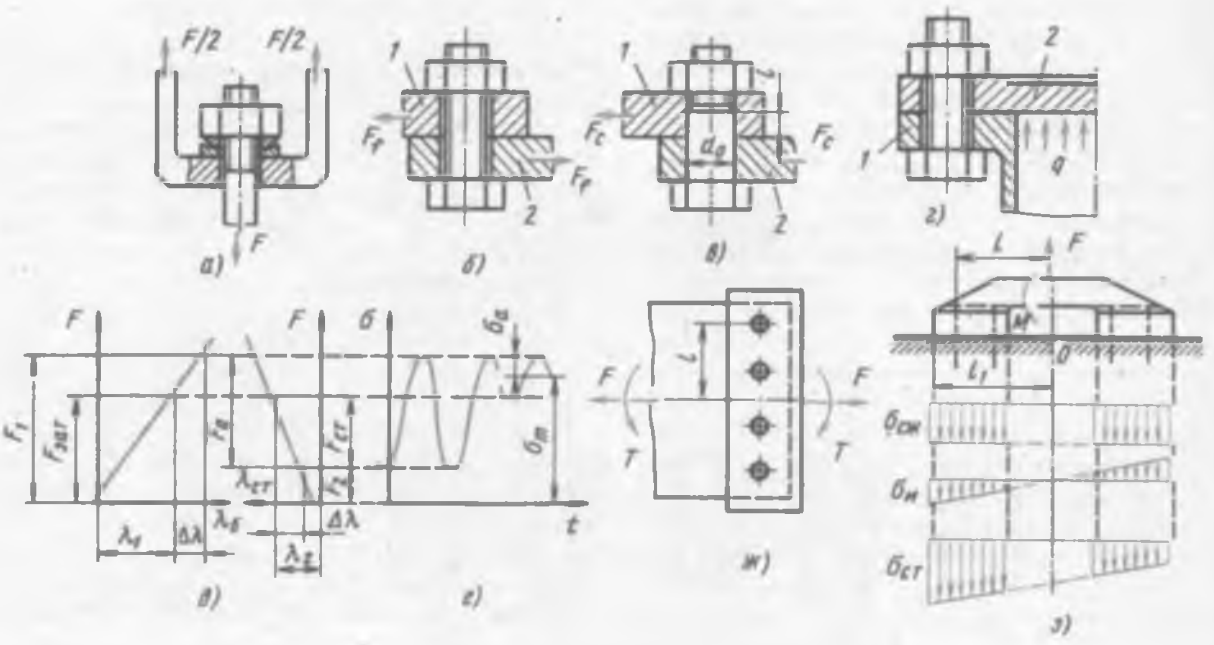


Рис. 18.7. Болтовые соединения

Посадку в соединении выполняют с зазором, с натягом или переходную.

Конструктивные формы сопряженных деталей и характер нагружения предопределяют распределение нагрузки по виткам резьбы. При выборе длины рабочего участка резьбы, например высоты гайки, исходят из результатов расчета витков резьбы на срез и смятие. При этом обеспечивают также равнопрочность резьбы и тела винта.

Резьбовые соединения используют наиболее широко в болтовом соединении, представляющем собой разъемное соединение деталей с помощью болта и гайки. Термин «болтовое соединение» используют также для соединений с помощью винтов, ввернутых в тело одной из соединяемых деталей, или с помощью шпилек.

В болтовом соединении болт (винт, шпилька) может работать только на растяжение (сила вдоль оси болта прикладывается после закручивания гайки — рис. 18.7, *а*), на растяжение и кручение (в процессе затяжки болта возникает крутящий момент, обусловленный трением в резьбе и в месте опирания гайки — рис. 18.7, *б*, *г*) или на срез (сила направлена в плоскости стыка, а болт установлен в отверстии без зазора — рис. 18.7, *в*). Реже встречаются и другие схемы нагружения (совместное действие растяжения и изгиба и т. п.).

Во всех случаях нагрузку может воспринимать одиночный болт или группа болтов (групповое соединение).

Для обеспечения прочности соединения, показанного на рис. 18.7, *а*, выполняют условие

$$\sigma_p = 4F/(\pi d_1^2) \leqslant [\sigma]_p,$$

где σ_p, $[\sigma]_p$ — соответственно расчетное и допустимое напряжения растяжения; d_1 — внутренний диаметр резьбы.

Болт на рис. 18.7, *б* установлен с зазором в отверстии и затянут так, что прижимает детали *1*, *2* одна к другой с силой F_N, при которой они не могут сдвинуться вдоль стыка вследствие возникших при этом сил трения; $F_N = K_c F_l / f$, где K_c — коэффициент запаса сцепления (обычно $K_c = 1{,}3 \ldots 1{,}5$); F_l — сила трения в плоскости стыка; f — коэффициент трения в стыке.

При расчете болта на статическую прочность учитывают касательные напряжения, вызванные моментом трения при затягивании болта. Обычно они эквивалентны $0{,}3\sigma_p$, где σ_p — напряжения растяжения. Условие прочности следующее:

$$\sigma_{экв} = 1{,}3\,\frac{4K_c F}{f\pi d_1^2} \leqslant [\sigma]_p.$$

В схеме на рис. 18.7, *в* относительное перемещение деталей *1* и *2* предотвращается благодаря сопротивлению болта срезу. Болт также работает на смятие, но при достаточной длине его сминаемой части $l \geqslant 0{,}5d$ определяющим является расчет на срез: $\tau = 4F_c/(\pi d_0^2 n_{ср}) \leqslant [\tau]$, где F_c — сила, сдвигаю-

щая детали *1* относительно *2*; d_0 — диаметр болта в месте стыка; $n_{ср}$ — число плоскостей среза; $[\tau]$ — допустимые напряжения; при переменной нагрузке $[\tau]=(0{,}2\ldots0{,}25)\sigma_т$, при постоянной нагрузке $[\tau]=0{,}4\sigma_т$.

С помощью болтов в схеме на рис. 18.7, *г* предварительно стягивают стык крышки *2* и фланца трубы *1* настолько, чтобы при наличии давления стык не раскрылся. Приложение давления приведет к еще большему растяжению болта и к уменьшению сжатия деталей *1* и *2*. При расчете такого соединения определяют общую деформацию стыка.

На рис. 18.7, *д* слева показана зависимость силы F в болте от его деформации $\lambda_б$, справа — от деформации соединяемых деталей *1* и *2*(см. рис. 18.7, *г*). Предварительная затяжка болта силой $F_{зат}$ приводит к его растяжению на величину λ_1 и к деформированию (сжатию) стыка на величину λ_2. Приложение давления q (в расчете на один болт F_q) приводит к дополнительному удлинению болта $\Delta\lambda$ и к такому же уменьшению деформации стыка.

Из условия равенства дополнительного удлинения болта уменьшению деформации стыка и с учетом того, что $\Delta\lambda=\dfrac{F_q}{\dfrac{1}{\lambda_1}+\dfrac{1}{\lambda_2}}$ где $1/\lambda_1$ и $1/\lambda_2$ — жесткость болта и соединяемых деталей, определяют, какая нагрузка дополнительно действует на болт: $F_б=F_q\lambda_2/(\lambda_1+\lambda_2)$ — и как уменьшилась нагрузка на соединяемые детали: $F_{ст}=F_q\lambda_1/(\lambda_1+\lambda_2)$ или $F_{ст}=F_q-F_б$.

Полная нагрузка на болт $F_1=F_{зат}+F_б$, а полная нагрузка на соединяемые детали $F_2=F_{зат}-F_{ст}$.

При этом проверяют, чтобы F_1 была меньше допустимой нагрузки для болта из условия его прочности, а F_2 была больше допустимой нагрузки для соединяемых деталей из условия их плотного прижатия. При расчете напряжений в болте учитывают касательные напряжения вследствие действия сил трения только в составляющей, характеризующей его затяжку.

При переменной нагрузке F_q (см. рис. 18.7, *е*) проводят расчет болта на сопротивление усталости. При этом сила $F_б$ тем меньше, чем меньше жесткость болта и больше жесткость соединяемых деталей.

Амплитуда переменных напряжений $\sigma_a=2F_б/(\pi d_1^2)$, а их среднее значение $\sigma_m=(4F_{зат}+2F_б)/(\pi d_1^2)$.

Для повышения выносливости болта его выполняют податливым в осевом направлении и уменьшают концентрацию напряжений путем выполнения плавных скруглений впадин резьбы и галтелей в месте перехода от стержня болта к головке.

В приведенных выше расчетах предполагалась известной нагрузка, приходящаяся на один болт. В групповом соединении ее определяют исходя из совместной работы всех болтов данного соединения и соединяемых деталей. Принцип учета распределения нагрузки в соединении можно уяснить из следующих примеров.

Для схемы, изображенной на рис. 18.7, *ж*, силу F при расчете делят между болтами поровну.

Напряжения среза, возникающие под действием момента T, определяют из расчета на кручение совокупного сечения болтов: $\tau=Tl/J_p$, где l — расстояние до наиболее нагруженного болта, J_p — полярный момент инерции сечения.

На рис. 18.7, *з* показана последовательность нагружения стыка. После равномерной затяжки всех болтов и приложения силы F соединяемые детали будут сжаты, а напряжения в стыке и болтах определяют, как и для схемы, показанной на рис. 18.7, *г*. Напряжения в стыке обозначены $\sigma_{см}$. Приложение момента M приводит к изменению напряжений в стыке на величину $\sigma_{ист}=\dfrac{Ml_1}{J_{ст}}\dfrac{\lambda_б}{\lambda_{ст}+\lambda_б}$, где $J_{ст}$ — момент инерции стыка относительно оси, перпендикулярной плоскости схемы в т. 0, и напряжений в наиболее нагруженных болтах на величину $\sigma_{иб}=\dfrac{Ml}{J_б}\dfrac{\lambda_{ст}}{\lambda_{ст}+\lambda_б}$, где $J_б$ — момент инерции совокупного сечения болтов относительно оси, перпендикулярной плоскости схемы в т. 0.

Суммарные напряжения $\sigma_{ст}$ должны удовлетворять условию прочности деталей стыка $\sigma_{ст\,max}\leqslant[\sigma]_{см}$, где $[\sigma]_{см}$ — допустимые напряжения смятия, и условию плотности (отсутствия раскрытия) стыка $\sigma_{ст\,min}\geqslant[\sigma]_{min}$, где $[\sigma]_{min}$ — наименьшие допустимые напряжения сжатия деталей стыка.

Чтобы обеспечить высокую надежность болтового соединения, выбирают рациональное соотношение жесткостей деталей стыка и болта, контролируют предварительную затяжку, принимают меры для предотвращения самоотвинчивания.

На рис. 18.8 показано винтовое соединение деталей *1* и *2*, замыкаемое цепью деталей повышенной податливости (пружина *6*, коробка *5*, пружина *4*, шайба *8* и винт *7*). В соответствии с этой схемой можно контроли-

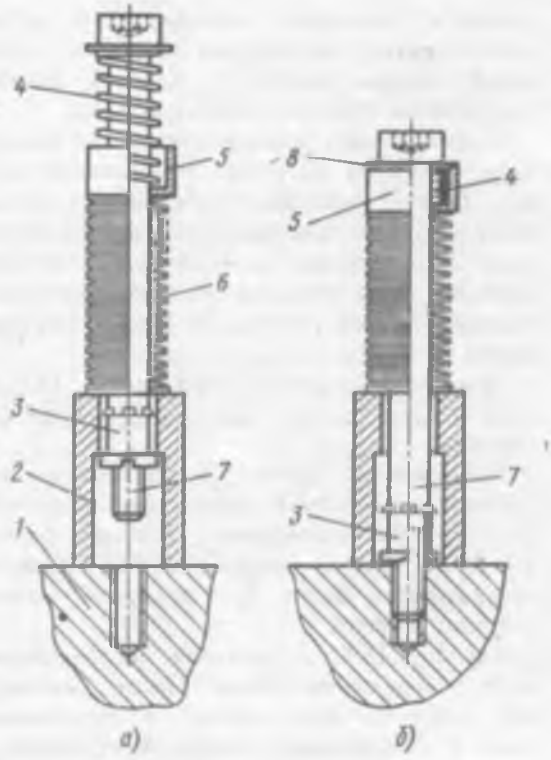


Рис. 18.8. Винтовое соединение с упругими элементами

ровать затяжку с помощью пружины *4* регламентированной жесткости.

В начале сборки (рис. 18.8, *а*) гайку *3* наворачивают на винт *7* до упора и стопорят в таком положении. После этого вворачивают винт *7* в отверстие детали *1* до тех пор, пока пружина *4* не сожмется так, что ее витки будут соприкасаться и при этом она поместится в коробке *5* (рис. 18.8, *б*). Усилие сжатия пружины *4* будет равно силе предварительной затяжки.

При выборе конструкции сопряженной с болтом гайки наряду с традиционными решениями используют гайки, запрессованные в тело одной из соединяемых деталей (рис. 18.9). Это особенно целесообразно при соединении деталей из материалов, обладающих сравнительно невысокой прочностью. В таких конструкциях обеспечивают предохранение резьбового соединения от самоотвинчивания путем обжатия участка резьбы. На рис. 18.9 вверху показано начальное положение деталей перед запрессовкой, внизу — после запрессовки. Отверстие с резьбой после запрессовки принимает коническую или эллиптическую цилиндрическую (при обжатии в двух диаметрально расположенных точках) форму.

При постановке гайки в стенку корпуса или панель инструмент для запрессовки располагают с одной стороны стенки или панели.

Показанную на рис. 18.9, *а* гайку с продольными прорезями продавливают сквозь отверстие при нажатии на нее с правой стороны. Буртик предотвращает осевое перемещение винта вправо.

В схеме на рис. 18.9, *б* при установке гайки в нее вворачивают винт *1* и тянут его влево, удерживая левый торец с помощью упора *2*. Коническая часть гайки отрывается и запрессовывается в цилиндрическую часть.

На рис. 18.9, *в* изображена гайка с двумя конусными поверхностями и уступом для установки в отверстие с отбортовкой тонкого листа. На торце уступа выполняют насечку *3* для предотвращения проворачивания гайки.

Для предохранения резьбовых соединений от самоотвинчивания существует целый ряд

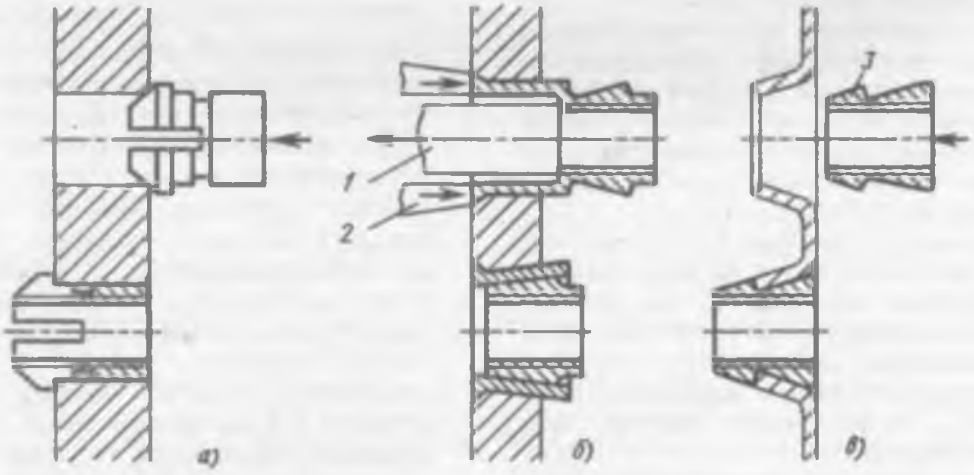


Рис. 18.9. Схемы установки гаек в отверстиях

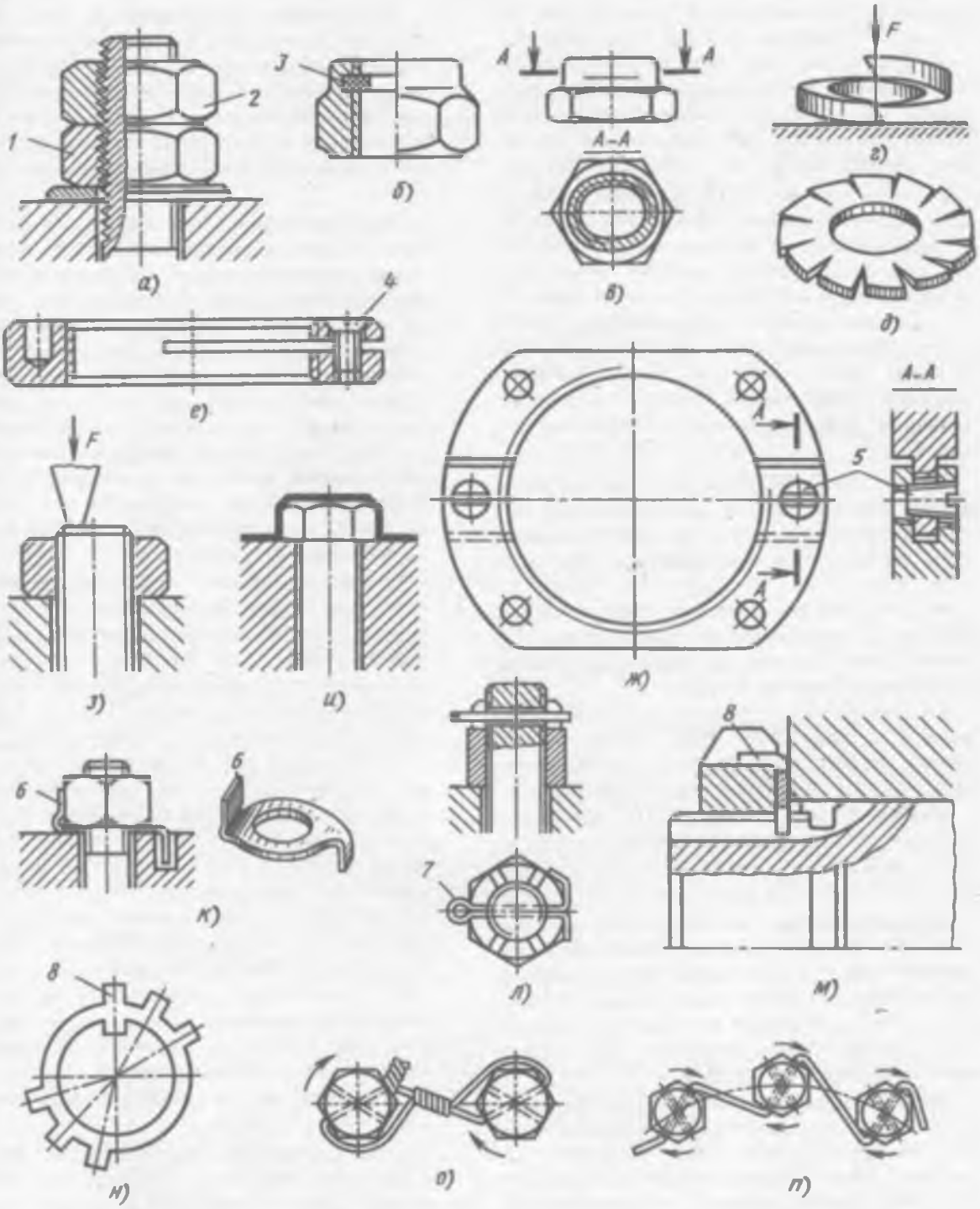


Рис. 18.10. Устройства для предохранения резьбовых соединений от самоотвинчивания

конструктивных приемов (рис. 18.10). При выборе решения учитывают прежде всего перемещения деталей резьбового соединения при передаче нагрузки, вибрации и других воздействиях.

Предохранение от самоотвинчивания осуществляют с помощью фиксирующих устройств за счет увеличения сил трения (рис. 18.10, *а — ж*) и с помощью стопорных устройств за счет введения дополнительных деталей, работающих на срез или изгиб (рис. 18.10, *к — п*).

Увеличение силы трения достигается выбором угла подъема резьбы, меньшего угла трения (условие самоторможения), применением резьбы с треугольным профилем

(давление увеличивается в $1/\cos\alpha/2$ раз, где α — угол профиля резьбы), дополнительным прижатием сопряженных поверхностей. Значительные расклинивающие силы достигаются, в частности, путем использования конической резьбы, обеспечивающей надежное предохранение от самоотвинчивания.

В схеме на рис. 18.10, *а* кроме основной гайки *1* использована контргайка *2*. Гайку *1* завинчивают, но не затягивают так, чтобы при последующей затяжке контргайки поверхности резьб обоих гаек были прижаты к противоположным поверхностям резьбы винта. Применяют такое устройство для соединения рам, корпусов, когда затяжка основной гайки может привести к нежелательному деформированию соединяемых деталей.

На рис. 18.10, *б* изображена гайка с вкладышем *3* из пластмассы, деформируемым при навинчивании на винт. Ее самоотвинчиванию препятствуют возникающие при этом силы сцепления.

На рис. 18.10, *в* показана гайка с частью резьбы на эллиптической поверхности. При навинчивании эта часть, становясь круглой, плотно прижимается к винту.

Распространена установка под гайку пружинной шайбы (рис. 18.10, *г, д*). Острые кромки шайбы, врезаясь в сопряженные детали, препятствуют самоотвинчиванию.

Изображенная на рис. 18.10, *е* гайка с прорезью стягивается винтом *4* так, что на небольшом участке витки резьбового соединения прижимаются друг к другу.

Гайка, показанная на рис. 18.10, *ж*, обеспечивает прижатие витков резьбового соединения по всему периметру благодаря стягиванию ее частей, выполненных в виде полуколец, с помощью конического винта *5*. Этот способ более надежен, чем способ, показанный на рис. 18.10, *е*.

Предотвращения самоотвинчивания достигают также пластическим деформированием тела винта или гайки (рис. 18.10, *з*), покрытием слоем краски (клея) головки болта (или гайки) вместе с прилегающей к ней поверхностью (рис. 18.10, *и*), сваркой сопряженных элементов, установкой шплинта *7* (рис. 18.10, *л*), применением отгибной пластины *6* (рис. 18.10, *к*) или шайбы *8* с отгибными лепестками (рис. 18.10, *м, н*). Надежное предохранение в групповых соединениях обеспечивают, связав соседние головки болтов проволокой (на рис. 18.10, *о, п* показана правильная связь при направлении закручивания, обозначенном стрелкой).

Конструкции, показанные на рис. 18.10, *б, з, и*, используют, как правило, в неразборных устройствах, на рис. 18.10, *к — м* — если допустимо ступенчатое регулирование затяжки. В местах, с трудом контролируемых при эксплуатации, используют обычно конструкции, изображенные на рис. 18.10, *к — п*.

При конструировании отдельных разъемных резьбовых соединений особое значение имеет учет самозатяжки, обеспечиваемый доворачиванием гайки относительно винта за счет момента сил трения между взаимодействующими звеньями при работе механизма (при однонаправленности сил трения). Самозатяжку используют в качестве одного из способов предохранения от самоотвинчивания резьб в случаях крепления колеса на оси тележки, крепления диска колеса автомобиля к ступице, соединения оси педали велосипеда с кривошипом, крепления фрезы на шпинделе станка и т. п.

Чтобы обеспечить самозатяжку, нужно правильно определить требуемое направление резьбы. Цилиндрическое соединение с зазором рассматривают как планетарную передачу и определяют направление относительного перемещения звеньев (рис. 18.11, *а, б*). Водило мысленно связывают с вектором силы F_{ag} (линией, соединяющей центры звеньев с точкой контакта). Сателлит обозначен буквой *g*, а центральное колесо *a* условно остановлено. На рис. 18.11, *а* показано направление вращения охватывающей детали *g* относительно охватываемой. На рис. 18.11, *б* направление ω_g и направление вращения охватываемой детали относительно охватывающей ω_g — противоположны.

В соответствии с рис. 18.11, *б*, чтобы обеспечить самозатяжку гаек колеса автомобиля (рис. 18.10, *в*), их нужно завинчивать в направлении вращения колеса ω_a (для правого колеса следует иметь правую резьбу, для левого — левую).

Для самозатяжки гайки консольной оси педали велосипеда (рис. 18.11, *г*) ось правой педали также должна иметь правую резьбу, а ось левой педали — левую резьбу. Это вытекает из рассмотрения резьбового соединения в каждом из двух торцовых сечений, в которых возникают реакции F_A или F_B. Реакция при этом неподвижна относительно охватываемой детали (оси *g*).

В схеме на рис. 18.11, *д* т. *A* охватывающей детали перемещается по замкнутой траектории, вследствие чего гайка *1* за счет трения между ее торцом и торцом детали *g*

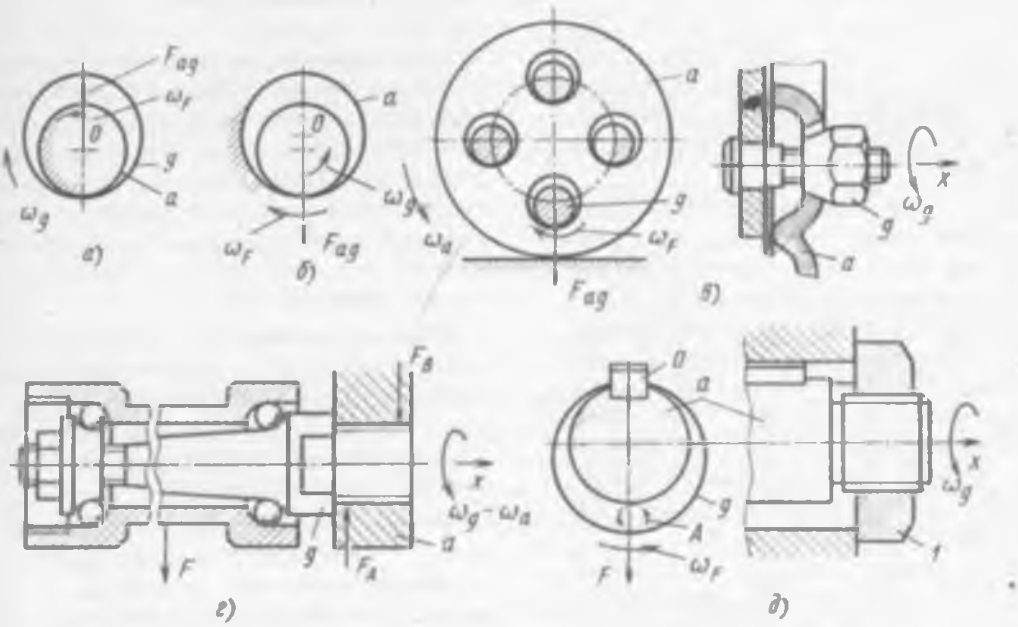


Рис. 18.11. Схемы самозатяжки резьбовых соединений

стремится повернуться в направлении ω_g относительно вала *a*.

Варианты резьбового соединения разнообразны. В частности, для крепления тонкостенных деталей и мягкой обшивки изделий, а также в ряде других случаев используют самонарезающие винты. Самонарезающий винт предназначен для вворачивания в отверстие с гладкой поверхностью в детали из мягкого металла или пластмассы. Он имеет конусную часть, на которой расположено несколько полных витков резьбы. Ее диаметр 2,5—8 мм, шаг 1—3,5 мм, профиль резьбы треугольный с притуплением у вершины 0,1—0,2 мм. Винт закаливают до твердости HRC, 57—63.

Штифтовые соединения

Для удержания деталей от относительного перемещения в основном в плоскости стыка применяют соединение с помощью штифта цилиндрического или конического стержня.

Соединение может быть с радиальным штифтом для тел вращения (рис. 18.12, *а*), с продольным штифтом, соединяющим фланец (рис. 18.12, *б*) или вал со ступицей подобно шпонке (рис. 18.12, *в*). Штифты мо-

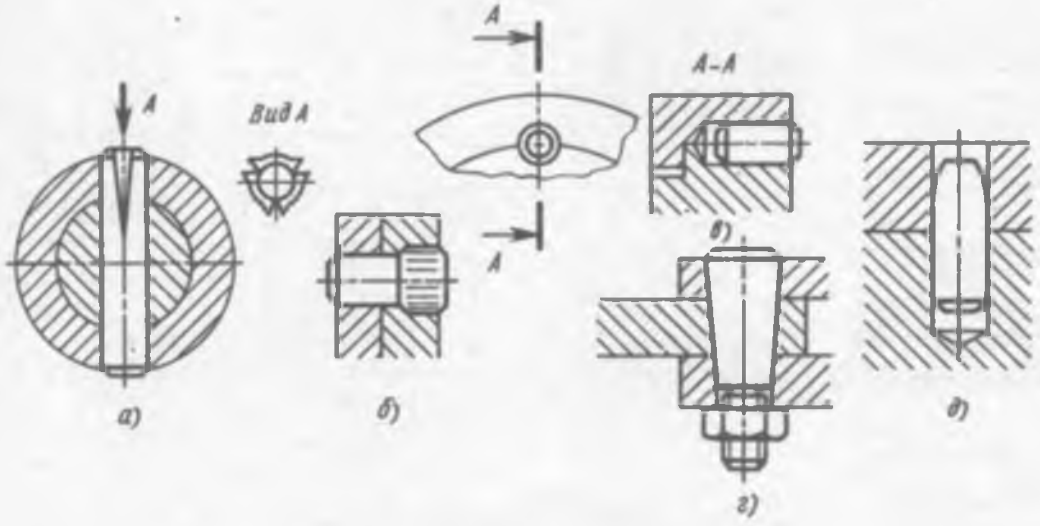


Рис. 18.12. Штифтовые соединения

гут быть цилиндрическими (рис. 18.12, *а, б, в, д*) или коническими (рис. 18.12, *д*). Для предотвращения самовыпадания штифты имеют насечку (рис. 18.12, *а*) или рифленый пояс (рис. 18.12, *б*). Конические штифты втягиваются в отверстие и стопорятся в нем гайкой (рис. 18.12, *г*).

В основном штифтовое соединение служит для восприятия сдвигающих сил, т. е. выполняет ту же роль, что и шпоночное или шлицевое соединение, но применяется в менее нагруженных устройствах. Рассчитывают штифтовое соединение на смятие и срез. Для стальных штифтов допустимое напряжение на смятие $[\sigma]_{см} = 200 \ldots 300$ МПа, допустимое напряжение на срез $[\tau]_{р} = 70 \ldots 80$ МПа. Иногда устанавливают штифт, который заведомо должен срезаться при предельной нагрузке.

Применяют также штифты для точного ориентирования одной детали относительно другой (рис. 18.12, *д*). В нижнюю деталь штифт устанавливают с натягом, а выступающий конец, имеющий заходную поверхность, входит в отверстие другой детали по посадке *H7/j*$_s$6 или *H7/h*6.

Шпоночные соединения

Для закрепления на валу надетой на него детали применяют соединение с помощью шпонки (шпоночное). Шпонку закладывают в паз вала и паз ступицы надетой на него детали. Выполняют шпонку в виде призмы, кругового цилиндра, клина, сегмента.

Шпоночное соединение имеет простую конструкцию, но его применение приводит к ослаблению сечения вала, большой концентрации напряжений вследствие резких переходов формы шпоночных пазов. По несущей способности шпоночное соединение существенно уступает шлицевому соединению. Его применяют в малонагруженных изделиях, выпускаемых мелкими сериями.

Шпоночное соединение может быть напряженным при использовании клиновых (рис. 18.13, *а*) и тангенциальных шпонок (рис. 18.13, *б*) и ненапряженным при использовании призматических (рис. 18.13, *д*) и сегментных шпонок (рис. 18.13, *е*).

В напряженном соединении клиновую шпонку забивают между охватывающей и охватываемой деталями, прижимая их друг к другу (рис. 18.13, *г*). Вращающий момент передается благодаря трению. Шпоночный паз может быть выполнен только в одной из сопряженных деталей, а вторая деталь имеет лыску или остается гладкой (рис. 18.13, *в*).

Призматическую шпонку устанавливают в пазу вала с натягом *P9/h*9 (врезная шпонка) или по переходной посадке *J*$_s$9/*h*9 (закладная шпонка).

Посадки шпонки в пазу ступицы: для подвижного соединения *D9/h*9, для центрирующего соединения *H9/h*9; для неподвиж

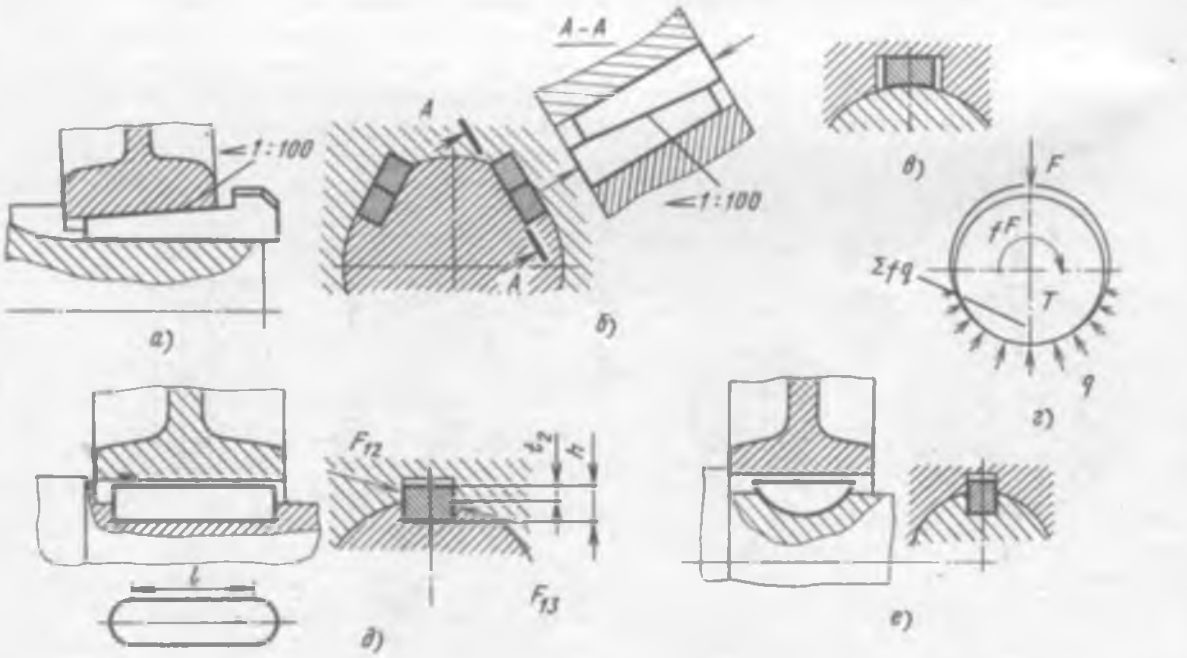


Рис. 18.13. Шпоночные соединения

ного, циклически нагруженного соединения $J_s9/h9$, $P9/h9$.

Призматическая шпонка воспринимает окружную нагрузку боковыми поверхностями (равнодействующие давлений направлены навстречу друг другу, см. рис. 18.13, *д*, справа). Условно считают давление распределенным, равномерно по боковым граням и рассчитывают шпоночное соединение на смятие: $\sigma_{см} = \frac{2T}{dl_p t_2} \leqslant [\sigma]_{см}$, где T — вращающий момент; d — диаметр посадочной поверхности; l_p — рабочая длина шпонки; $t_2 = 0{,}4h$ — глубина, на которую врезается шпонка в ступицу.

Допустимое напряжение $[\sigma]_{см}$ зависит от материала ступицы (при стальной шпонке):

Материал ступицы	Сталь	Чугун, алюминий	Текстолит
$\sigma_{см}$, МПа	150—180	80—100	15—25

Большие значения $[\sigma]_{см}$ принимают при постоянной нагрузке. При реверсивной нагрузке $[\sigma]_{см}$ уменьшают в 1,5 раза, при ударной нагрузке — в 2 раза.

Шлицевые соединения

Соединение охватываемой и охватывающей деталей с равномерно расположенными пазами и выступами называют шлицевым или зубчатым соединением. Шлицевое соединение обладает большей несущей способностью, чем шпоночное соединение. Выступы (зубья) выполняют с прямобочным (рис. 18.14, *а*, *б*), эвольвентным (рис. 18.48, *в*) и треугольным (рис. 18.14, *г*) профилем. Шлицевое соединение выполняют неподвижным или подвижным в осевом направлении. Центрирование соединяемых деталей выполняют по одному из диаметров: внутреннему d (рис. 18.14, *а*) или наружному D (рис. 18.14, *б*), или по боковым поверхностям (рис. 18.14, *б*, *в*), причем шлицы с треугольным профилем центрируются только по боковым поверхностям.

Пример. Шлицевое соединение с прямобочным профилем обозначают следующим образом: $D - 10\times 72H11/a11\times 82H7/j_s6\times 12F8/f8$, где D — центрирование по наружному диаметру; 10 — число зубьев; $72H11/a11$ — внутренний диаметр и посадка по нему, $82H7/j_s6$ — наружный диаметр и посадка по нему; $12F8/f8$ — ширина и посадка по ней.

Пример. Соединение с эвольвентным профилем обозначают следующим образом: $70\times 3\times 9H/8k$ ГОСТ 6033—80, где 70 — наружный диаметр, мм; 3 — модуль, мм; $9H/8k$ — посадка по боковым поверхностям.

Шлицевое соединение с прямобочным профилем применяют для валов диаметром $d_в = 23 \ldots 125$ мм. Шлицевое соединение с эвольвентным профилем (рис. 18.14, *в*) более технологично, имеет более высокую прочность (меньше концентрация напряжений благодаря скругленным впадинам). Его применяют при делительном диаметре $d = 4 \ldots 500$ мм, при $z = 6 \ldots 82$ и угле исходного контура $\alpha = 30°$.

Шлицевое соединение с треугольным профилем (рис. 18.14, *г*) имеет модуль $m = 0{,}2 \ldots 1{,}6$ мм, число зубьев $z = 20 \ldots 70$, угол профиля β, равный 60°, 72° или 90° (рис. 18.14, *г*), применяют его в основном в приборах.

Применяют также коническое шлицевое соединение с треугольным профилем и конусностью 1:16 по впадине вала.

При ограниченных осевых размерах используют торцовое соединение с треугольным профилем (рис. 18.14, *д*). Вал *1* соединен с диском *2*. Для предотвращения разжатия деталей вследствие передачи сил наклонными боковыми поверхностями шлицев их стягивают трубчатым винтом *3*. Для увеличения несущей способности перед сборкой стыкуемые детали подвергают обжатию, обеспечивающему за счет пластического деформирования плотное прилегание поверхности. Торцовое соединение самоцентрирующее.

При конструировании шлицевого соединения придерживаются следующих правил:

диаметр d (рис. 18.14, *е*) желательно иметь на 15—20 % больше диаметра вала $d_в$, поскольку в сечении вала под шлицами имеет место большая концентрация напряжений, чем в сечении гладкого участка. Переход от шлицев к сплошному валу должен быть плавным (радиус r). Жесткость сопряженной детали выбирают уменьшающейся к наиболее нагруженному сечению, чтобы обеспечить более равномерную нагрузку по длине шлицев;

для удобства сборки следует предусмотреть фаски на входных кромках. Желательно иметь фаски по всему торцовому контуру шлицев;

необходимо предусмотреть выход инструмента таким образом, чтобы рабочий участок $l_ш$ (рис. 18.14, *ж*) гарантированно имел полный профиль шлицев (центр фрезы C при нарезании шлицев перемещают за упор A на величину s). Между поверхностью, которой не должна касаться фреза, и фрезой в крайнем положении необходимо предусмотреть зазор δ. Неполные цилиндрические и

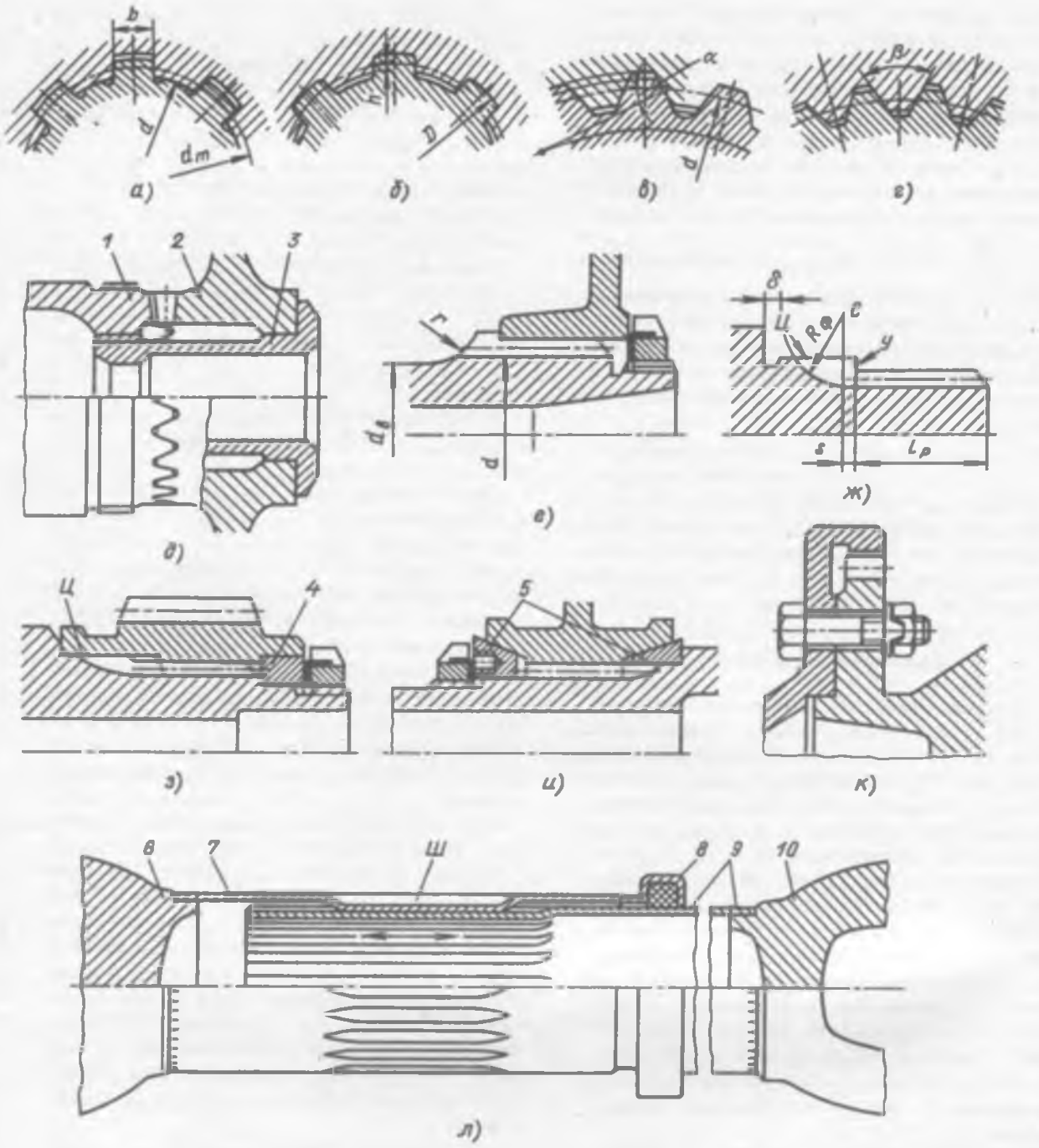


Рис. 18.14. Шлицевые соединения

торцовые поверхности, полученные при вы ходе инструмента, могут быть использованы для центрирования *Ц* и для упора *У* сопря женных деталей;

для исключения фреттинг-коррозии (вид изнашивания) при действии больших радиальных нагрузок или опрокидывающих мо ментов центрирование по поверхности шлицев недостаточно и дополнительно пре усматривают гладкие центрирующие пояски *Ц* (рис. 18.14, *з*) либо используют специаль ные центрирующие кольца *4*. Пояски и коль ца выполняют цилиндрическими *4* или кони ческими *5* (рис. 18.14, *и*). Для торцового шли цевого соединения дополнительное центриро вание применять нецелесообразно, поскольку оно приводит к неравномерному прилеганию сопряженных поверхностей шлицев;

при выборе числа шлицев и модуля при одинаковом среднем диаметре d_m предпочте

ние должно отдаваться мелкомодульному шлицевому соединению, как менее ослабляющему сечение вала и ступицы. Для повышения несущей способности целесообразнее увеличивать средний диаметр d_m, чем длину шлицев (на рис. 18.14, *к* соединение с малой длиной шлицев). Шлицевое соединение малой длины используют также, когда требуется компенсация перекосов и самоустановка сопряженных звеньев;

при соединении тонкостенных деталей шлицы формируют выдавливанием продольных пазов на сопряженных деталях (рис. 18.14, *л*). На рис. 18.14, *л* показаны тонкостенные элементы *7* и *9* телескопического вала карданной передачи, приваренные к вилкам *6* и *10*. Соединение деталей *7* и *9* — подвижное в осевом направлении. Уплотнение *8* позволяет обеспечить смазывание шлицевого соединения и защищает его от воздействия внешней среды.

Рассчитывают шлицевое соединение на смятие и изнашивание, например, для прямобочного профиля: $\sigma = 2T \cdot 10^3/(lhd_m z) \leqslant [\sigma]_м$; $\sigma \leqslant [\sigma]_{из} K_р$, где σ — условное расчетное напряжение на поверхности шлицев; $[\sigma]_м$ — допустимое напряжение на смятие; $[\sigma]_{из}$ — допустимое напряжение на изнашивание; T — крутящий момент, Н·м; h, l, d_m — высота, длина и средний диаметр поверхности контакта пары шлицев; $K_р$ — коэффициент условий работы.

Для подвижных шлицевых соединений с термообработанными валом и ступицей принимают $[\sigma]_м = 10 \ldots 20$ МПа при легких условиях эксплуатации, $[\sigma]_м = 5 \ldots 10$ МПа при тяжелых условиях эксплуатации.

Для неподвижных шлицевых соединений $[\sigma]_м$ принимают в зависимости от предела текучести $\sigma_т$ с учетом коэффициента запаса, а также с учетом динамической нагрузки, погрешностей изготовления, неравномерности распределения нагрузки между отдельными шлицами и вдоль поверхности одного шлица.

Коэффициент $K_р$ учитывает число циклов нагружения $K_р = (10^8/N)^{1/3}$, где N — число оборотов вектора внешней нагрузки соединенных деталей за весь срок работы соединения. $[\sigma]_{из}$ зависит от термообработки и характера нагружения соединения. Для цементированных или азотированных шлицев (при твердости поверхности HRC,61 и радиальной нагрузке $F = 2T/d_m$ $[\sigma]_{из} = 39 \ldots 83$ МПа, а для шлицев без термической обработки (при твердости поверхности HRC,22)

$$[\sigma]_{из} = 25 \ldots 47 \text{ МПа}$$

Меньшие значения $[\sigma]_{из}$ при опрокидывающем моменте (в осевом сечении) $M = Fl$, а большие — при $M = 0$.

Профильные соединения

В профильном соединении вал и надетая на него деталь сопрягаются по поверхности, имеющей поперечный профиль, обеспечивающий передачу окружной силы.

Профильные соединения (рис. 18.15) могут иметь плоские поверхности сопряжения (призматическое соединение) или цилиндрические поверхности с контуром в виде овала, эллипса или сочетания плавно сопряженных других кривых [10]. Наиболее технологичны циклоидальные профили.

Профильные соединения имеют меньшую концентрацию напряжений, чем шпоночные и шлицевые. Сопряженные поверхности подвергают термической обработке до получения высокой твердости и шлифуют. Рассчитывают профильное соединение на напряжения смятия на сопряженных поверхностях.

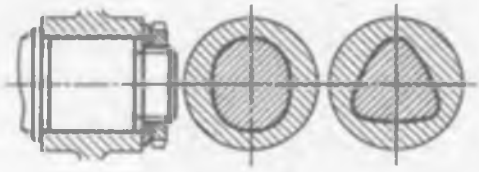


Рис. 18.15. Профильные соединения

Фрикционные неподвижные соединения

Во фрикционном неподвижном соединении у деталей предотвращается относительное перемещение благодаря силам трения, обусловленным гарантированным натягом при сборке.

К фрикционным относятся клеммовые соединения (рис. 18.16, *а*), в которых натяг осуществляется за счет стягивания элементов одной из деталей с помощью болтов или иных средств. Другой разновидностью фрикционных соединений являются прессовые соединения (рис. 18.16, *б*), которые могут быть получены продольной сборкой благодаря осевой силе (прессованием), поперечной сборкой путем нагрева (до 200—400 °С) или охлаждения (жидким воздухом до —190 °С, сухим льдом до —72 °С), а также сборкой путем совместного силового и теплового воздействия. Основное применение имеют посадки *H7/p6*, *H7/r6*, *H7/s6*, *H7/r7*, *H7/u7*.

Для повышения сил трения, а соответственно несущей способности соединения контактные поверхности перед сборкой по-

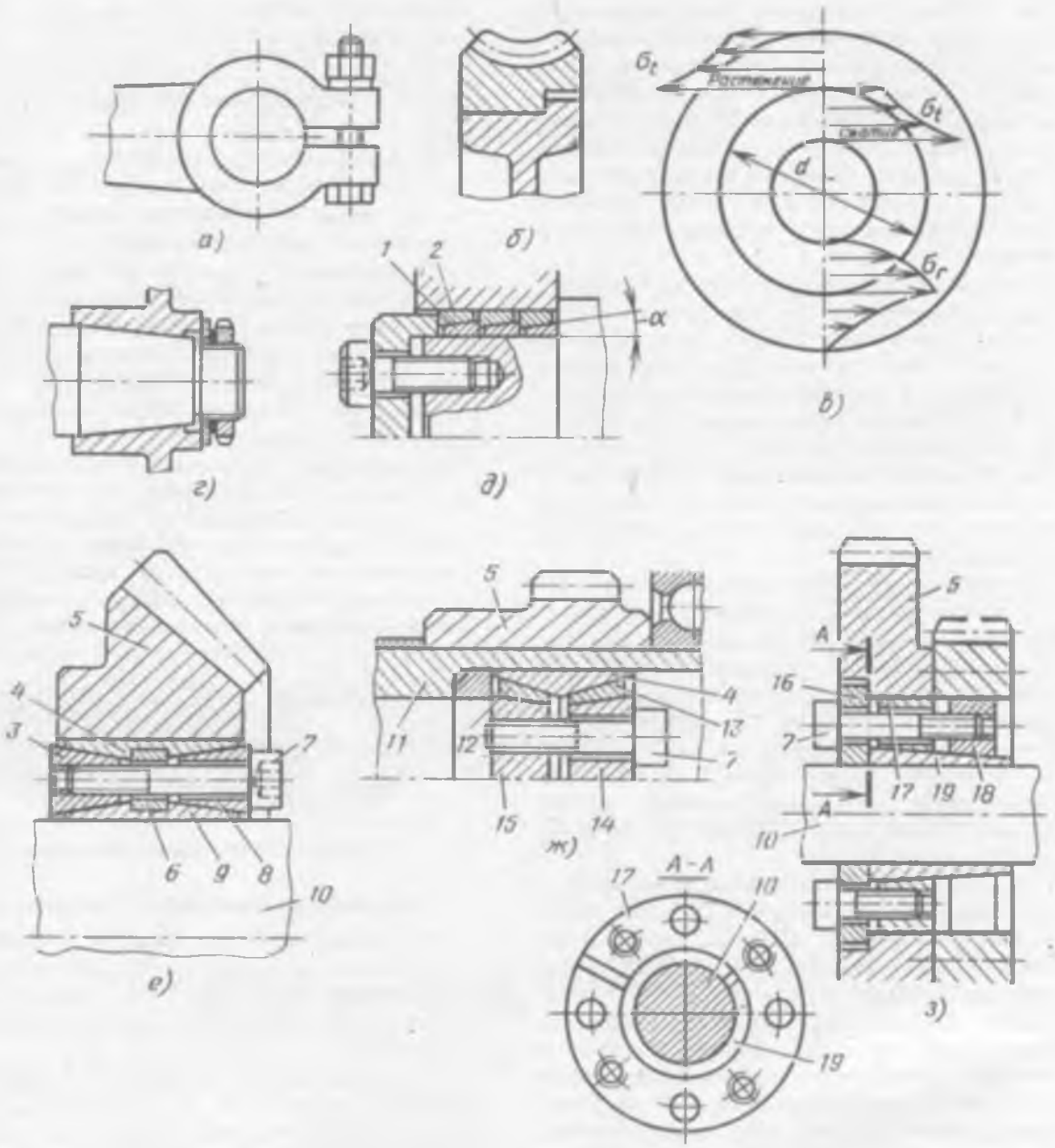


Рис. 18.16. Фрикционные неподвижные соединения

сыпают порошком из корунда или применяют оксидирование или гальваническое покрытие сопрягаемых поверхностей.

Регламентированное значение силы трения получают, обеспечивая минимальные отклонения формы (особенно конусности), минимальную шероховатость и малое отклонение размеров.

Несущая способность фрикционного соединения характеризуется следующими параметрами:

наибольшей осевой силой (Н) $F = \pi d l p f_0$;

наибольшим крутящим моментом (Н·м) $T = \pi d^2 l p f_0 / 2$, где d — номинальный диаметр сопряженных деталей, м (рис. 18.16, *в*); l — длина соединения, м; p — давление в зоне контакта, Па; f_0 — коэффициент трения покоя; для стальных деталей $f_0 \approx 0{,}08 \ldots 0{,}1$ при сборке прессованием, $f_0 \approx 0{,}12 \ldots 0{,}14$ при сборке с нагревом или охлаждением.

Натяг и соответственно несущая способность соединения ограничиваются допустимыми значениями тангенциальных σ_t и радиальных σ_r напряжений в сопряженных деталях (см. рис. 18.16, *в*).

Необходимый натяг в соединении может быть создан использованием посадки по коническим поверхностям **(рис. 18.16, *г*)**

благодаря осевому относительному перемещению деталей. Чем меньше угол конуса, тем меньше требуется сила для осевого перемещения, но необходима большая длина посадочной поверхности. Соединение легко разбирается, если угол между образующей рабочей поверхностью и осью меньше угла трения. В этом случае гарантированный натяг может быть обеспечен при гарантированном приложении осевой силы. Иногда с целью безопасности данное соединение используют в совокупности со шпоночным.

Для уменьшения концентрации напряжений конусная часть охватывающей детали перекрывает по длине конусную часть охватываемой детали (рис. 18.16, *г*).

На рис. 18.16, *д* показана разновидность фрикционного соединения с помощью пружинных колец, устанавливаемых между цилиндрическими поверхностями охватываемой и охватывающей деталей. При осевой затяжке кольцо *1* сжимается, а кольцо *2* разжимается, создавая необходимый натяг. Угол α принимают равным 12—14°. Это позволяет неоднократно разбирать, собирать соединение и перемещать его по длине вала. Иногда кольца выполняют разрезными, и работают они подобно цанге. Места разреза соседних колец смещают относительно друг друга.

На рис. 18.16, *е* — *з* приведены варианты прижимных устройств для фрикционного соединения, имеющих разрезные кольца с конической и цилиндрической поверхностью. Данные устройства в виде отдельно собранного узла устанавливают в месте соединения. Колесо *5* (см. рис. 18.16, *е*) закреплено на валу *10* за счет прижатия к ним разрезных колец *4* и *9*. Кольца деформируют, вводя между ними расклинивающие сплошные кольца *3* и *8*, каждое из которых имеет внешнюю и внутреннюю конические поверхности. Кольца *3* и *8* стягивают винтами *7*. Относительные осевые перемещения колец *4* и *9* ограничивает цилиндрическое кольцо *6*. Его устанавливают в начале сборки, деформируя разрезные кольца.

Колесо *5* (см. рис. 18.16, *ж*) крепится на трубчатом валу *11* благодаря деформированию стенки вала с помощью специального разжимного устройства. Конусы *14* и *15* стягивают винтами *7*, деформируя промежуточные разрезные конические кольца *12*, *13* и наружное разрезное кольцо *4*, взаимодействующее с внутренней поверхностью стенки вала.

Разжимное устройство (см. рис. 18.16, *з*) имеет разрезные конические кольца — внутреннее *19* и внешние *17* и *18*. Кольца *17* и *18* подтягивают к фланцу *16* винтами *7*, в результате чего они прижимаются к внутренней поверхности колеса *5*, а кольцо *19* прижимается к валу *10*.

Упругие соединения

Сборка и разборка, а также в отдельных случаях и удержание в собранном состоянии деталей упругого соединения осуществляется благодаря упругости одного или нескольких элементов (деталей).

Как правило, упругое соединение характеризуется простотой конструкции, позволяет быстро осуществить сборку. Но оно обычно не обеспечивает точного относительного положения деталей и имеет невысокую нагрузочную способность.

На рис. 18.17, *а* изображен «зажим лира» для быстрой сборки и разборки соединения деталей, точность расположения которых невысокая. Деталь *2* в виде тонкого упругого листа прикреплена к жесткому кронштейну *1*. Деталь *3* опускают между усиками детали *2*, и она фиксируется благодаря упругости листа.

Показанный на рис. 18.17, *б* подшипник *5* установлен в корпусе *4*. Его вертикальное перемещение предотвращается упругим элементом *6*, который вставляется нажатием сверху в пазы, расположенные в корпусе.

Скоба *8*, показанная на рис. 18.17, *в*, надевается на вал *7* путем радиального перемещения. Она удерживается в кольцевом пазу вала и служит ограничителем от осевых перемещений деталей на валу.

На рис. 18.17, *г* изображено соединение тонкостенных деталей *9* и *10*. Буртик заводится за кромку отверстия в детали *9*, затем поворотом и нажатием детали *10* деформируют усик *C*, пока он не зафиксирует вместе с упором *B* соединяемые детали.

В соединении, показанном на рис. 18.17, *д*, деталь *12* имеет прорезь, благодаря чему при введении ее в отверстие детали *11* выступы *E* и *F* сближаются, проходят сквозь отверстие, а затем благодаря упругости расходятся и удерживают деталь *12* в отверстии.

На рис. 18.17, *е*, *ж* показано, как элементы шарнира удерживаются в соприкосновении упругими пластинами соответственно *13*, *15*. Пластина на рис. 18.17, *е* ограничивает перемещения оси *14*, а пластина на рис. 18.17, *ж* ограничивает от перемещения звенья *16* и *17* вдоль оси шарнира.

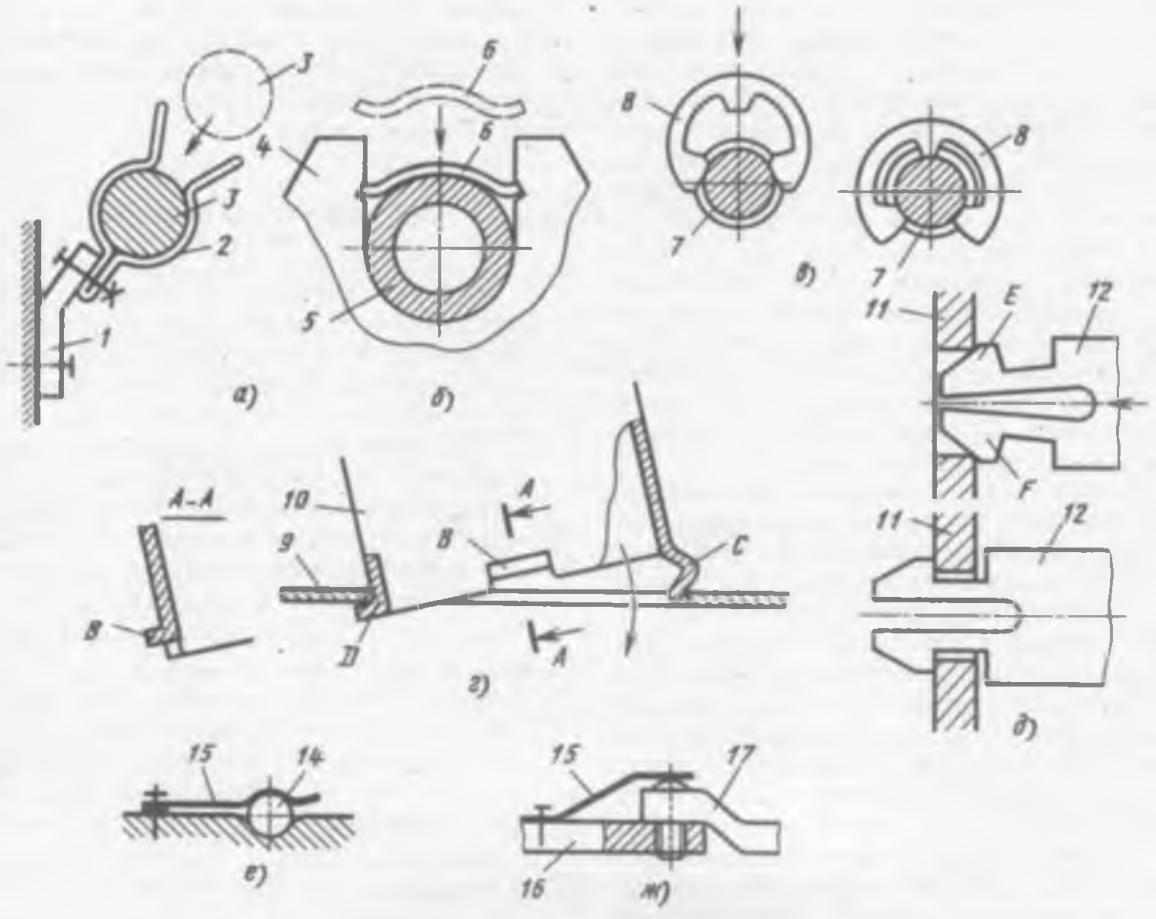


Рис. 18.17. Упругие соединения

Замки соединений

Замок соединения представляет собой соединение, выполняющее вспомогательную роль — предотвращение самопроизвольного разъединения основного соединения или кинематической пары. Он допускает сборку разъемного соединения и принудительную его разборку, но предотвращает самопроизвольное разъединение деталей.

На рис. 18.18, *а — г* показаны замки, применяемые в основном для подвижных соединений, на рис. 18.18, *д — к* — для неподвижных соединений, на рис. 18.18, *д — ж* — для быстросъемных деталей, на рис. 18, *з — л* — замки, используемые обычно для неразъемных соединений. К последним относятся также замки резьбовых соединений, осуществляемые посредством шплинтов, шайб с отгибными лепестками и т. п. (см. рис. 18.10, *к — п*).

Изображенная на рис. 18.18, *а* деталь *2* имеет выступы, которые вводят через отверстия в пазы детали *1*. Предварительно в пазы устанавливают секторы *3* и *4*. Деталь *2* вместе с секторами разворачивают на 90° и соединяют с секторами штифтом *6*. Штифт вводят через отверстие в детали *1*. Отверстие после сборки закрывают винтом *5*. Соединение может передавать осевую нагрузку, возможно относительное вращение деталей *1* и *2*.

На рис. 18.18, *б* показана разновидность соединения со сферическим вкладышем *2*. Вкладыш *2* вставляют в паз детали *1* (на рисунке слева) и разворачивают на 90° вокруг оси *Z*, после чего вкладыш будет зафиксирован в направлении *Y* (на рисунке справа).

Изображенная на рис. 18.18, *в* деталь *8* сферического шарнира имеет на поверхности лыски $П_1$ и $П_2$, контур K_2 которых идентичен контуру K_1 выступов углубления детали *7*. В данном случае лыски плоские, а пазы обработаны инструментом прямоугольного профиля. Деталь *8* вводят в углубление детали *7*, перемещая ее поступательно-прямолинейно, а затем разворачивают так, что выступы детали *7* удерживают деталь *8* в углублении в любом положении, кроме такого

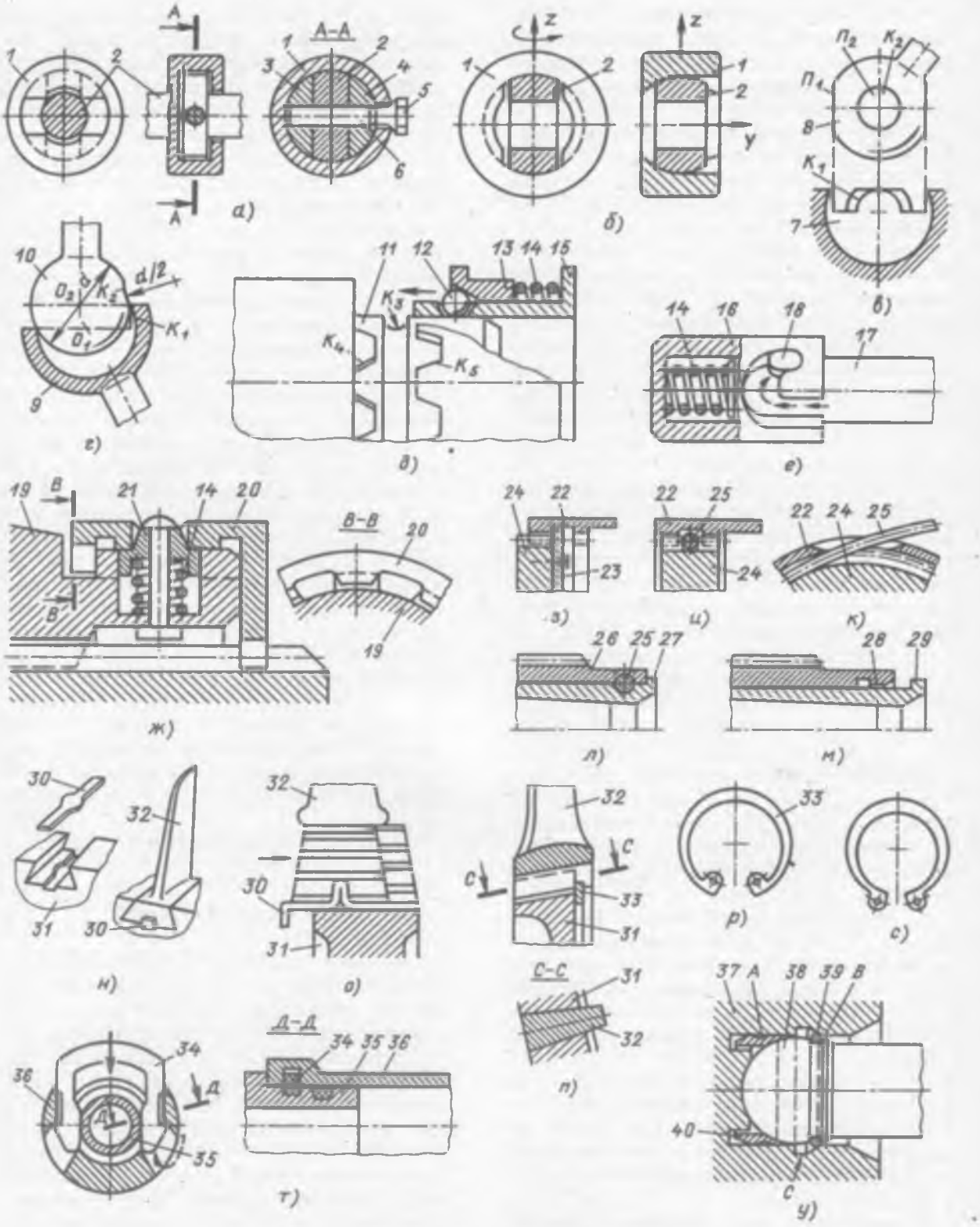


Рис. 18.18. Замки соединений

положения, в котором контуры K_1 и K_2 совпадают.

Показанные на рис. 18.18, *г* детали *9* и *10* собирают при перемещении центра O_2 по дуге окружности в центр углубления O_1. При этом движение детали *10* должно быть поступательным относительно детали *9*. Контур K_1 образован пересечением сферы плос-

костью, а срез, имеющий контур K_2, — цилиндрический. После сборки детали разворачивают относительно друг друга. Вероятность самопроизвольной разборки здесь намного ниже, чем в схеме, показанной на рис. 18.18, *б*. Чтобы разобрать такое соединение, нужно в точности пройти в обратном порядке весь путь сборки, сохраняя при этом те же положения детали *10* относительно детали *9*, что и при сборке.

Деталь *15*, изображенную на рис. 18.18, *д* надевают на деталь *11* и перемещают в осевом направлении до ввода выступов K_4 во впадины K_5. При этом шарики *12* западают в канавку K_3 и удерживаются там надвигаемой деталью *13*, поджатой пружиной *14*. Шарики *12* предотвращают осевое перемещение деталей. Они размещены в конусных отверстиях, которые не допускают их выпадания при разъединении деталей.

На рис. 18.18, *е* приведено соединение типа «байонет». Паз детали *16* взаимодействует с выступом *18* детали *17*. При сборке выступ *18* перемещают вдоль паза. В собранном состоянии детали удерживаются сжатой пружиной *14*. В шлицевых соединениях для осевой фиксации деталей *19* (рис. 18.18, *ж*) и *20* одну из них вводят в кольцевую канавку и другой детали таким образом, чтобы ее выступы встали напротив выступов сопряженной детали, и стопорят в этом положении с помощью защелки *21*. В шлицевом соединении, показанном на рис. 18.18, *з*, в кольцевую канавку охватывающей детали *22* вводится планка *23* и прикрепляется винтами к охватываемой детали *24*. Планка ограничивает осевые относительные перемещения деталей *22*, *24*.

На рис. 18.18, *и*, *к* для осевого стопорения деталей *22* и *24* вводится проволока *25*. Концы ее загибают, благодаря чему она фиксируется в окружном направлении. На рис. 18.18, *л* показан вариант осевого стопорения кольца *27* внутри гибкого колеса *26* с помощью проволоки *25* (см. рис. 18.18, *к*). В схеме, изображенной на рис. 18.18, *м*, функционирование замка обеспечивается благодаря упругости звеньев . При осевом относительном перемещении деталей буртик *29* продавливается под выступом *28* и попадает в кольцевую канавку.

В соединении типа «ласточкина хвоста» (рис. 18.18, *н*, *п*) и в елочном соединении (рис. 18.18, *о*), предназначенных для восприятия значительных радиальных усилий, осевое стопорение деталей *31*, *32* осуществляют с помощью вкладыша *30* с отгибными концами или стопорного кольца *33* (рис. 18.18, *р*, *с*). Стопорное кольцо *33* является распространенным элементом замка. Оно предотвращает самопроизвольное осевое перемещение деталей соединения. Кольца выполняют для установки в отверстиях (рис. 18.18, *р*) и на внешней поверхности (рис. 18.18, *с*). Обычно кольцо имеет отверстия для захвата инструментом (для удобства монтажа или демонтажа).

Показанная на рис. 18.18, *т* стопорная упругая серьга *34* служит для обеспечения осевой неподвижности соединения труб. Труба *35* имеет кольцевой паз, а труба *36* — паз с радиальными отверстиями. После соединения труб вставляют серьгу *34* так, что ее заплечики выступают за края внешней поверхности трубы *36* и удерживают серьгу от выпадания (штриховые линии на рисунке).

На рис. 18.18, *у* изображен замок сферического шарнира в виде упругого кольца *39* и монтажной направляющей втулки *40*. В начале сборки устанавливают кольцо *39* в кольцевую проточку *C* корпуса. Затем вводят втулку *40*, которая, разжимая кольцо *39*, удерживает его на своей кольцевой проточке *A* в полом пространстве, образованном проточкой *C*. Далее перемещают шаровую головку *38* (влево на рис. 18.18, *у*) вместе со втулкой *40*. Кольцо *39* при этом остается в полости проточки *C*, а затем, сжимаясь, западает в проточку *B* шаровой головки. Диаметр цилиндрического отверстия в корпусе *37* меньше наружного диаметра кольца *39* и перемещение шаровой головки вправо исключается.

Показанный на рисунке замок неразборный.

Стопоры и фиксаторы

Стопоры и фиксаторы служат для многократного соединения деталей, удержания одной из соединенных деталей относительно другой и для их разъединения. По существу, это управляемые или самоуправляемые элементы разъемных соединений. Стопор включается принудительно или автоматически, а выключается только принудительно и не может быть выключен силами, действующими в направлении перемещения удерживаемого звена. Фиксатор действует автоматически и выключается, если сила в направлении перемещения удерживаемого звена превышает определенную величину.

Стопор выполняют в виде ползуна *1* (рис. 18.19, *а*), входящего в паз перемещаемого звена *4* под действием пружины *3*. Выводится ползун из паза с помощью кнопки *2*.

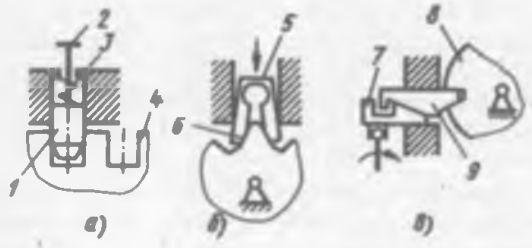


Рис. 18.19. Стопоры

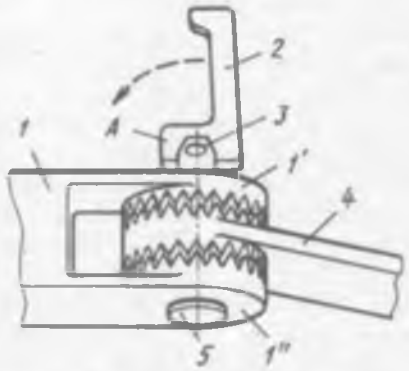


Рис. 18.20. Запирающийся шарнир

Особую группу представляют беззазорные стопоры, обеспечивающие жесткое соединение сопрягаемых звеньев. На рис. 18.19, *б* показан стопор *5*, который выполнен разрезным упругим. При взаимодействии его с зубом *6* он расклинивается в направляющей и тем самым обеспечивает беззазорное соединение.

Изображенный на рис. 18.19, *в* клин *9* взаимодействует с клиновым пазом звена *8*. Клин *9* расклинивается в направляющем пазу с помощью второго клина *7*, благодаря чему в соединении устраняются зазоры.

Стопоры выполняют также в виде диска, входящего в прорезь или паз одной из соединяемых деталей, в виде сопрягаемых между собой кулачков, зубьев. Часто используют в качестве стопорного устройства разъемное торцовое шлицевое соединение. На рис. 18.20 показан запирающийся шарнир — одноподвижная вращательная кинематическая пара, которая может стопорить относительное движение образующих ее звеньев.

Звено *1* соединено со звеном *4* цилиндрической осью *5*. Элементы *1'* и *1''* соединены со звеном *1* гибкими перемычками. Между этими элементами и звеном *4* предусмотрен осевой зазор, обеспечивающий свободу относительно поворота звеньев. Поворотом рычага *2* вокруг его оси *3* стопорят шарнир. При этом выступ *A* упирается в элемент *1*, а элементы *1'* и *1''* сближаются и зажимают звено *4*. Для надежности стопорения на взаимодействующих элементах выполнены торцовые шлицы.

Фиксаторы выполняют в виде двух сопряженных элементов, скосов *1* (рис. 18.21, *а*) и подпружиненного ползуна *2*, углубления *3* (рис. 18.21, *б*) и шарика *4*. На рис. 18.21, *в* показан фиксатор поступательно движущегося звена *5*. Элементы *7* поджаты симметричной листовой пружиной *6*. Фиксатор поворотной детали *1*, изображенный на рис. 18.21, *г*, выполнен в виде параллельных скосов и взаимодействующей с ними плоской пружины *8*. На рис. 18.21, *д* показан фиксатор, совмещенный с элементами шарнира. В корпусе установлен вкладыш *10* из упругого материала. Звено *3* поворачивается в пределах угла α и имеет два фиксированных положения *О* и *П*.

Часто необходимо определить заданную силу, при которой фиксатор выключается. Это требуется, например, в предохранительных устройствах. Обычно необходимо получить значительные силы, развиваемые упругим элементом.

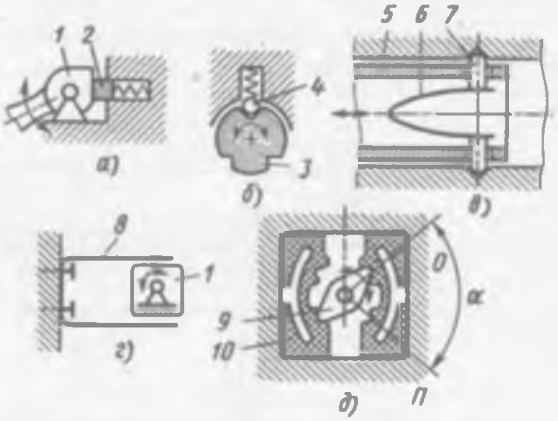


Рис. 18.21. Фиксаторы

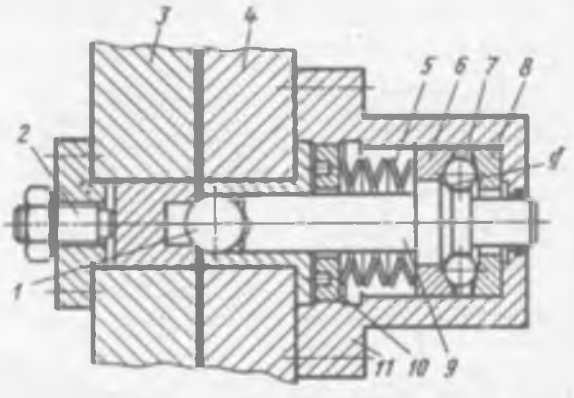


Рис. 18.22. Регулируемый фиксатор

На рис. 18.22 показан фиксатор с регулируемой тарельчатой пружиной *5*. Соединяемые детали *3* и *4* фиксируются шариком *1*, который с одной стороны поджат пружиной *5*, а с другой его положение регулируется винтом *2*. Сила сжатия пружины регулируется гайкой *10* при снятом корпусе *11*. Она передается через клиновое устройство (клиновые поверхности деталей *6*, *8* и шарики *7*) и замыкается на цилиндрическую поверхность штока *9*. После сжатия пружины на необходимое расстояние корпус *12* устанавливают на место, а шарик *1* поджимают винтом *2* таким образом, чтобы устранить имеющиеся зазоры.

В процессе выключения фиксатора шарик *1* утапливается, нажимая на шток *9*. Шток воздействует конической поверхностью *9'* на шарики *7*. Шарики вдавливаются между поверхностями деталей *6* и *8*. Детали раздвигаются, и пружина *5* сжимается. Углы конусов деталей, сопряженных с шариками *7*, выбирают исходя из условия отсутствия самоторможения при регулировании сжатия пружины и при выключении фиксатора.

Регулируемые соединения

В регулируемых соединениях осуществляются следующие функции:

дискретное изменение относительного положения соединяемых деталей (рис. 18.23, 18.24);

непрерывное изменение относительного положения соединенных деталей (рис. 18.25, 18.26).

Показанная на рис. 18.23 балка *1* присоединена к кронштейну рамы *5*. На кронштейне приварена накладка *2* с зубьями. Аналогичные по форме зубья имеются на шайбе *4*. В накладке и кронштейне имеются одинаковые пазы (соответственно *A* и *B*), вдоль которых перемещают болт *3*. Такая же накладка и шайба имеются и со стороны головки болта. Ослабляя резьбовое соединение, перемещают шайбы на соответствующее число зубьев относительно накладок и затягивают соединение. Благодаря этому смещают место крепления балки *1*. При этом может быть предусмотрен и поворот балки вокруг оси болта.

На рис. 18.24 приведено дифференциальное соединение деталей *1* и *2* с помощью шпонок или болтов. На рис. 18.24, *а* число канавок на охватывающей детали *2* больше, чем на охватываемой детали *1*, например, на одну. В этом случае, располагая шпонку в соседних канавках, одну деталь поворачивают относительно других на угол, равный разности угловых шагов канавок. На

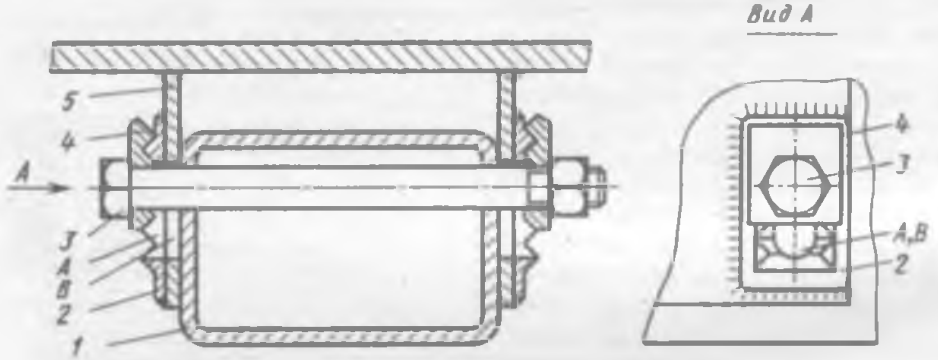


Рис. 18.23. Соединение с дискретным изменением положения деталей

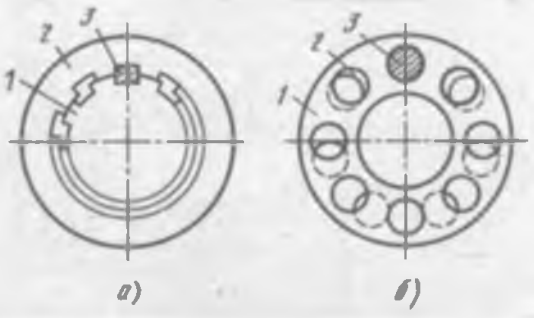


Рис. 18.24. Дифференциальное соединение деталей

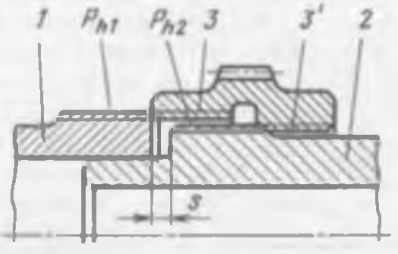


Рис. 18.25. Дифференциальный винтовой механизм

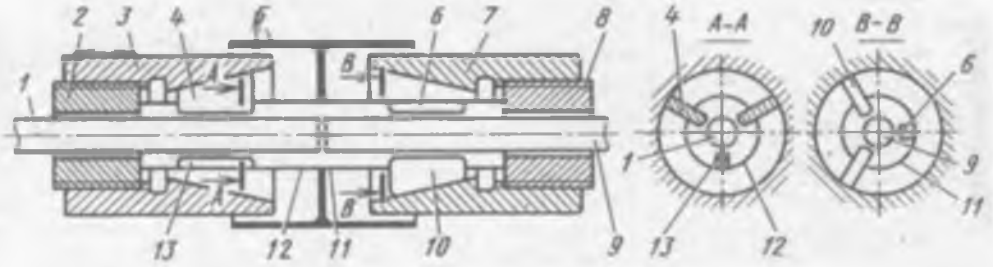


Рис. 18.26. Юстировочное соединение световодов

рис. 18.24, *б* сопряженные детали *1* и *2* имеют разное число отверстий. Их относительное положение фиксируется штифтом *3*. Чтобы штифт вставить в соседние перекрывающиеся отверстия, нужно одну деталь повернуть относительно другой, совместив отверстия.

В таких соединениях можно иметь ряд фиксированных относительных положений, различающихся на малую величину — разность шагов шпоночных канавок или отверстий на сопряженных деталях.

В качестве устройства, обеспечивающего непрерывное регулирование относительного положения по одной из осей координат, используют винтовые механизмы. Точной регулировки в дифференциальном винтовом механизме (рис. 18.25) добиваются за счет разности ходов резьб винтовых пар, которые соединены между собой.

Гайки *3* и *3'* жестко соединены между собой и приводятся во вращение. Ход резьбы гайки *3* несколько больше хода резьбы гайки *3'*. Направления винтовых линий одинаковы. При вращении гайки *3* винты *1* и *2* начинают сближаться, а расстояние *s* уменьшается за каждый оборот гайки на величину $P_{h1} - P_{h2}$, где P_{h1} и P_{h2} — ход резьбы соответственно винтов *1* и *2*.

Такое соединение позволяет получать очень малые перемещения за один оборот гайки.

На рис. 18.26 показано юстировочное соединение соосных стержней, в котором регулируется взаимное положение стержней и совмещаются их торцы.

Такое решение используют, в частности, для точной стыковки световодов и других деталей, когда важно добиться их соосности.

Соединяемые стержни *1* и *9* зажаты кулачками соответственно *4*, *13* и *6*, *10*. Кулачки подвешены в корпусе *5* на пружинах *12* и *11*. Конусы *3* и *7* центрируются относительно корпуса *5*.

Навинчивая конус *3* на винт *2* (рис. 18.26), перемещают кулачки *4*, *13* вместе со стержнем *1* вверх или вниз (см. сечение *AA*). Навинчивая конус *7* на винт *8*, перемещают кулачки вместе со стержнем *9* (см. сечение *B — B*) в направлении, перпендикулярном перемещению стержня *1*. Таким образом обеспечивают относительное перемещение торцов стержней по двум координатам до их совмещения.

Стягиваемые быстроразъемные соединения

Стягиваемые соединения обеспечивают следующие функции:

прижатие друг к другу соединяемых деталей, например зажатие уплотнения, удержание проводов в пучке;

возможность быстро (за один прием) соединять и разъединять детали.

В качестве стягивающих устройств используют кулачковые механизмы (рис. 18.27), рычажные механизмы (рис. 18.28) и механизмы с гибкими элементами — хомутами (рис. 18.29).

В кулачковом соединении, показанном на рис. 18.27, кулачок имеет криволинейные рабочие поверхности. Шуруп *4* предварительно вворачивают в деталь *1*, затем пристыковывают деталь *2*. В отверстие детали *2* вставляют кулачок *3* таким образом, что при повороте его по часовой стрелке поверхность *C* взаимодействует с головкой *A* шурупа и плотно прижимает деталь *2* к детали *1*. Прорезь *B* служит для установки инструмента, с помощью которого обеспечивают поворот кулачка, профиль которого отвечает условию самоторможения.

На рис. 18.28 изображено стягивающее рычажное устройство. На трубе *5* смонтированы стягивающие рычаги *3*, симметрично расположенные по периметру. Рычаги *3* соединены с трубой *5* посредством звеньев *4*. На концах труб выполнены фланцы, между которыми размещают кольцевое уплотнение *1*. При соединении труб крючками, расположенными на рычагах *3*, захватывают фланец трубы *2* и нажатием на рычаги *3* стягивают трубы и зажимают уплотнение. Само-

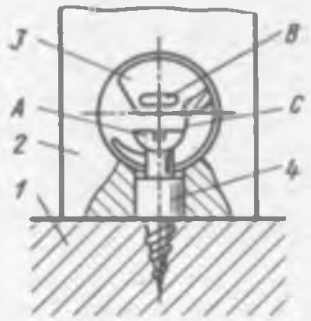


Рис. 18.27. Стягиваемое кулачковое соединение

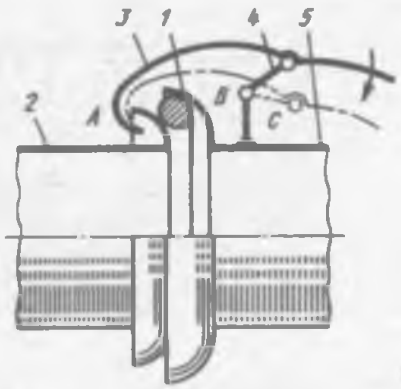


Рис. 18.28. Стягиваемое рычажное соединение

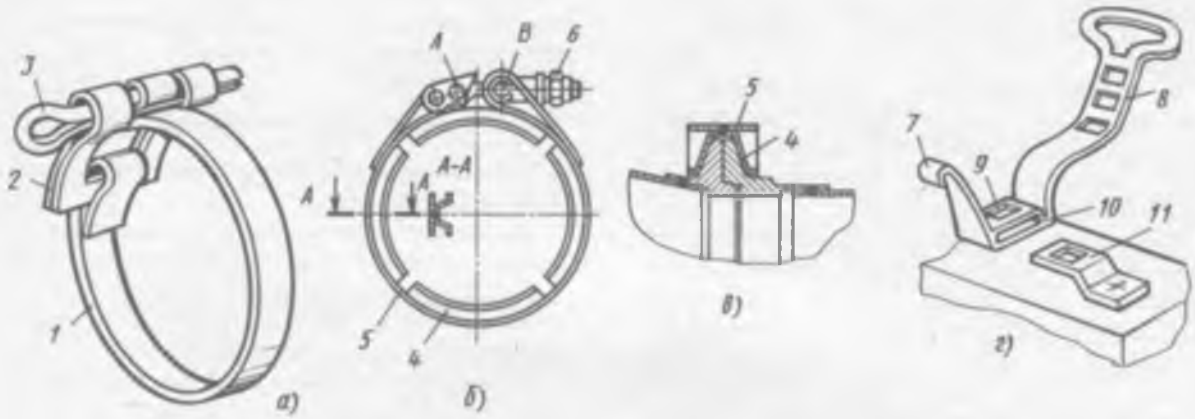


Рис. 18.29. Хомуты

произвольное обратное движение рычага предотвращается при расположении центра шарнира B выше линии AC. В этом случае благодаря упругости уплотнения и других элементов соединения создается момент относительно т. B, препятствующий самопроизвольному движению рычага.

Использование такого механизма возможно при достаточной упругости системы, например, при наличии уплотнения или при стягивании элементов гибкого хомута. Хомут выполняют в виде замкнутой ленты, упругого кольца, шарнирно или упруго соединенных секторов для стягивания двух или нескольких деталей.

Показанная на рис. 18.29, *а* лента *1* одним концом скреплена с петлей *2*, в отверстие которой вставлен натяжной элемент *3*. При повороте элемента *3* второй конец ленты наматывается на него, затягивая хомут.

В устройстве на рис. 18.29, *б* к ленте *5* приварены секторы *4*. Вращением гайки *6* добиваются сближения шарниров A и B и затягивания хомута. Поперечный профиль секторов *4* (рис. 18.29, *в*) позволяет стягивать в осевом направлении конические фланцы.

На рис. 18.29, *г* изображен пластмассовый хомут, имеющий крючок *7*, которым зацепляют ленту *8* с отверстиями. Лента и крючок выполнены как одно целое с утолщенной частью *10*, которую надевают на кронштейн *11*. При этом язычок *9* защелкивается в отверстие кронштейна, фиксируя положение хомута относительно кронштейна.

Соединения нитей, канатов, лент, гибких стержней с жесткими деталями

Для закрепления концов растянутых деталей широко используют самозатягивающиеся соединения, в которых удержание конца детали осуществляется за счет самоторможения.

Зажимное устройство (рис. 18.30, *а*) для крепления натянутой арматуры железобетонных изделий опирается рычагами *3* и *6* на стенку формы *2*. Лапки стянуты пружиной *5* и соединены тягой *4*. Рифлеными губками,

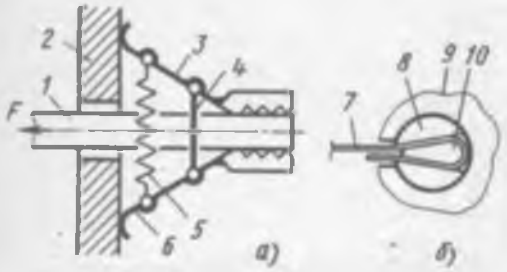


Рис. 18.30. Схемы закрепления концов стержней и лент

расположенными на рычагах, первоначально слегка зажимают конец стержня арматуры *1*. При натяжении стержня рычаги *3* и *6* раздвигаются и своими губками тем больше зажимают стержень, чем больше усилие натяжения.

На рис. 18.30, *б* показано соединение ленты с массивной деталью *9*. В отверстие детали *9* вставлены цилиндрические сегменты *8*, а в петлю, полученную загибом ленты *7*, — клин *10*. С увеличением силы натяжения увеличивается сила зажатия ленты между клином и сегментами.

Звукоизолирующие соединения

Особенностью звукоизолирующего соединения является наличие между соединяемыми деталями эластичных прокладок.

Звукоизолирующие пакели *1* (рис. 18.31), *6* и *11*, *13* присоединены к уголкам *7* и *12* каркаса. Несущие листы панелей имеют резиновую окантовку *2* и *5*. Толщина окантовки примерно равна толщине несущего листа. С помощью накладки *3* и винта *4* листы прижимаются окантованной частью к уголку *7* каркаса. Аналогично присоединяются листы панелей *11* и *13* к уголку *12*. Уголки *7* и *12* соединены планкой *10*. С обеих сторон в месте соединения планки *10* с уголком установлены резиновые прокладки *8* и *9*.

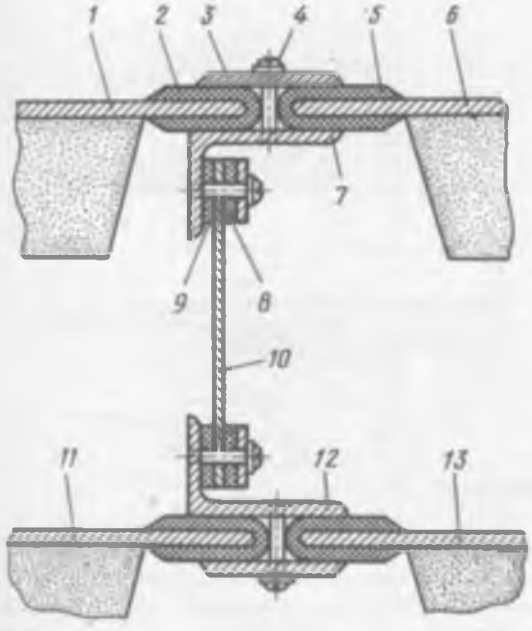


Рис. 18.31. Звукоизолирующее соединение

Соединения трубопроводов

Соединения трубопроводов должны обеспечивать уплотнение, а их сборка и разборка не должны вызывать затруднений.

Эластичные трубы (шланги, рукава) надевают с натягом непосредственно на цилиндрическую гладкую или с кольцевыми гребешками часть жесткой трубы или ниппеля и стягивают хомутом. В схеме на рис. 18.32, *а* ниппель *3* имеет выступы с различной конусностью поверхностей, обеспечивающей более легкую сборку и препятствующей самопроизвольной разборке.

Ниппель соединяют со штуцером *1* накидной гайкой *2*. Уплотнение осуществляется благодаря посадке по коническим поверхностям или используют резиновое кольцо. Коническая резьба штуцера обеспечивает достаточно надежное уплотнение с сопряженной деталью.

Гибкие трубопроводы *6* (рис. 18.32, *б*) присоединяют к штуцеру *4*, зажимая стенку трубопровода между конусной поверхностью штуцера и внутренней поверхностью гайки *5*. Трубопровод может быть присоединен к гайке путем вулканизации или может удерживаться внутри гайки благодаря его упругому деформированию гребешками, расположенными на внутренней поверхности гайки.

Показанный на рис. 18.32, *в* трубопровод *14* надет на ниппель *12*. Ниппель *12* вставляют в патрубок *11*, а патрубок — в штуцер *9*. Резиновые кольца *8*, *10*, *15* и *13* обеспечивают уплотнение, а стальные упругие скобы *7* предотвращают осевое перемещение соединенных деталей. Скоба удерживается в канавке детали *12* или *11* благодаря упругости и образует замок соединения. В сопряженной детали *11* или *9* предусмотрена специальная выемка для захвата скобы при разборке.

Для соединения труб применяют цилиндрическое резьбовое соединение с кольцевым уплотнением и коническое резьбовое соединение, а для тонкостенных труб — фальцованное соединение. Трубы со штуцерами соединяют также развальцовкой.

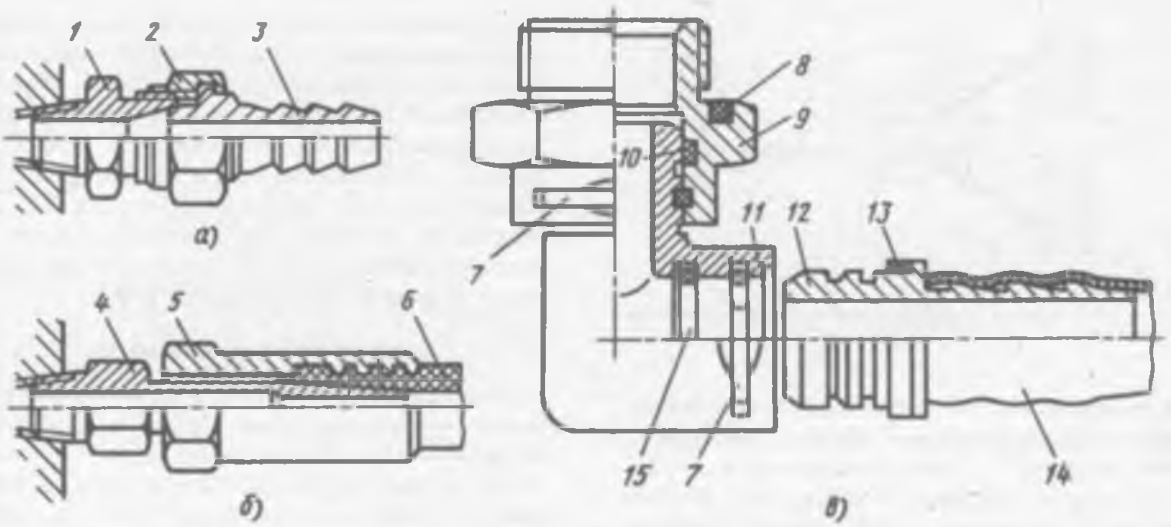


Рис. 18.32. Соединения гибких трубопроводов

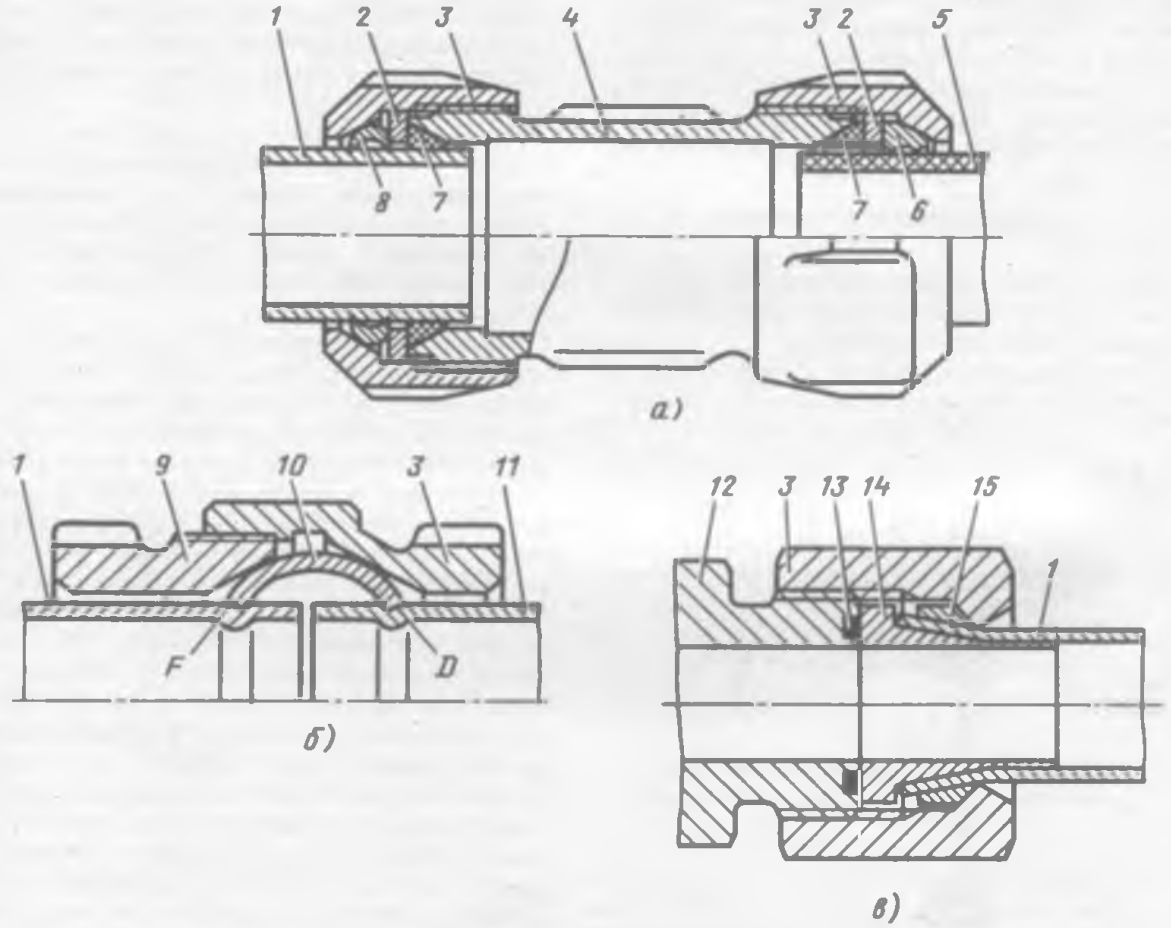


Рис. 18.33. Соединения труб

На рис. 18.33, *а* показано соединение стальной *1* и пластмассовой *5* труб. Концы труб вставляют в соединительное устройство. Гайку *3* навинчивают на соединительный патрубок *4*. При этом конической поверхностью гайки и патрубка сжимают в радиальном направлении соответственно кольца *8* и *7*. Сначала сжимается упругое уплотнительное кольцо *7* до тех пор, пока патрубок не упрется в фиксирующее кольцо *2*,

благодаря чему регламентируется деформация уплотнения. Затем внутренняя коническая поверхность гайки обжимает замковое кольцо *8*. Кольцо *8* врезается своими гребешками в трубу и надежно закрепляет ее относительно соединительного устройства. При соединении пластмассовой трубы *5* вместо кольца *8* используется кольцо *6* с иным сечением.

На рис. 18.33,*а* справа показано начало обжатия колец, на рис. 18.33, *а* слева — окончание обжатия.

Соединение труб, показанное на рис. 18.33,*б*, характеризуется простотой конструкции. При сборке соединения упругое уплотнительное кольцо *10* обжимают коническими поверхностями стягиваемых между собой гайки *3* и резьбовой втулки *9*. При этом кромки *F* и *D* кольца *10* врезаются в соединяемые трубы *1* и *11* таким образом, что обеспечивается неподвижность и герметичность соединения труб.

На рис. 18.33, *в* дан пример соединения стальной трубы *1* со штуцером *12*. На цилиндрическую трубу надевают гайку *3* с зажимным кольцом *15*, а внутрь трубы вводят цилиндрическую часть ниппеля *14*. При навертывании гайки *3* на резьбовую часть штуцера *12* конец трубы *1* захватывается зубцами на кольце *15* и, деформируясь, втягивается на коническую часть ниппеля, а ниппель перемещается до упора в торец штуцера. Стык между торцами ниппеля и штуцера уплотнен резиновым кольцом *13*.

На рис. 18.34 приведены варианты упругого соединения гибкого трубопровода (шланга) *3* с каналом в теле агрегата *4*.

Уплотнение *1* и цанговую втулку *2* (рис. 18.34, *а*) в деформированном состоянии вставляют в отверстие детали *4*, затем перемещают трубопровод *3* в направлении *A* таким образом, чтобы он проходил через цанговую втулку и уплотнение, разжимая его. При движении трубопровода по стрелке *B* (рис. 18.34, *а*, внизу) цанговая втулка упирается в конусную поверхность *K* и зажимает трубопровод. Для удаления трубопровода из отверстия предварительно утапливают втулку в направлении стрелки *C*.

В схеме на рис. 18.34, *б* цанговый патрубок *5* напрессовывают на выступ детали *4*, предварительно установив уплотнение *1*. После введения трубопровода *3* в отверстие перемещают кольцо *6* в направлении *D* на утолщенную часть патрубка. Кольцо сжимает патрубок *5* и удерживается на его утолщенной части с помощью упругого звена (см. рис. 18.34, *б*, внизу). Извлекают трубопровод, предварительно переместив кольцо *6* влево.

На рис. 18.35 показано подвижное в окружном направлении соединение штуцера *1* и патрубка *3*. Тонкостенный край патрубка завальцован в кольцевую канавку штуцера. Между торцами соединенных деталей уста-

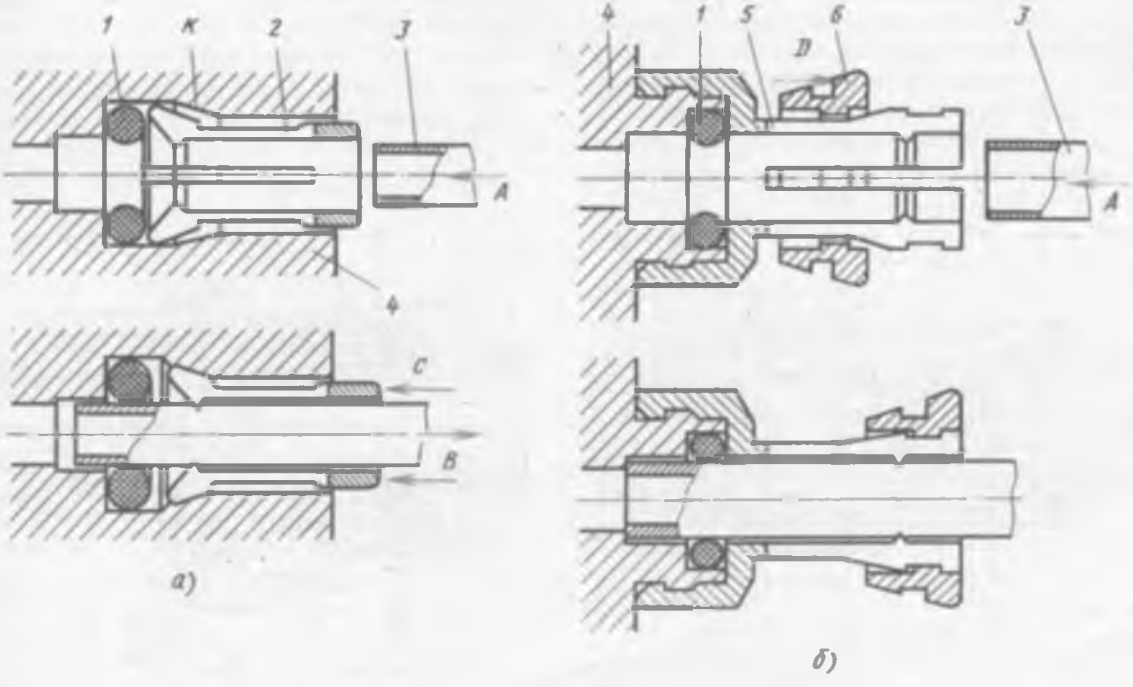


Рис. 18.34. Упругие соединения трубопроводов

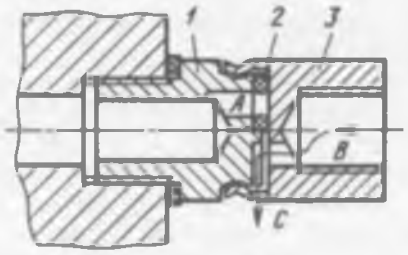


Рис. 18.35. Подвижное соединение штуцеров

новлено кольцевое уплотнение *2*. При повороте патрубка вокруг своей оси канал *B* может соединяться с каналом *A* или с каналом *C* и в соответствии с этим обеспечиваться свободное перемещение среды из одной емкости в другую либо канал *5* может перекрываться, а канал *B* соединяться с окружающим пространством.

Самозапирающиеся соединения труб

Самозапирающееся соединение предотвращает вытекание жидкости или проникновение воздуха в трубопроводы системы, заполненной жидкостью при их разъединении.

На рис. 18.36, *а* изображено соединение, обеспечивающее самозапирание одного трубопровода, на рис. 18.36, *б* — соединение, обеспечивающее самозапирание обоих разъединяемых трубопроводов.

В схеме на рис. 18.36, *а* трубопроводы *1* и *9* соединены между собой. Между ними установлено уплотнение *6*. Для разъединения трубопроводов сдвигают втулку *7* влево, сжимая пружину *5* и освобождая фиксаторы *8*. После этого разводят трубопроводы. Клапан *4* под действием пружины *3* плотно прижимается к седлу детали *2*, герметично присоединенной к трубопроводу *1*. Трубопровод *1* при этом оказывается запертым. Для соединения трубопроводов сдвигают втулку *7* влево и устанавливают трубопровод *9* в рабочее положение, затем отпускают втулку.

В схеме на рис. 18.36, *б* для разъединения трубопроводов *10* и *15* вращают гайку *13*, которая свинчивается с детали *11*. После разъединения гайки *13* с деталью *11* трубопроводы разводят. Клапан *20* плотно прижимается к конусу *19* трубопровода *10* под действием пружины *12*, а клапан *16* прижимается пружиной *14* к седлу детали *17*, герметично присоединенной к трубопроводу *15*. Оба трубопровода оказываются запертыми. Соединение трубопроводов осуществляют навинчиванием гайки *13* на деталь *11*. При этом контактирующие звенья отодвигают клапаны и открывают каналы для перетекающей жидкости. Соединение деталей уплотнены с помощью резиновых колец *21* и *18*.

Управляемые соединения

Чтобы неподвижно соединить два объекта при их соприкосновении, а затем разъединить их поворотом ключа или рукоятки, используют управляемые соединения — защелки, замки.

На рис. 18.37, *а* показана защелка для запирания двери при ее закрывании, обеспечивающая стопорение взаимодействующих звеньев. В схеме на рис. 18.37, *а* слева кулачок *4* повернут так, что возможен поворот ручки *2*. При перемещении двери *3* с помощью ручки *2* защелка *6* заходит в паз стойки и под действием пружины *1* поджимается к упору *5* стойки. Повернув

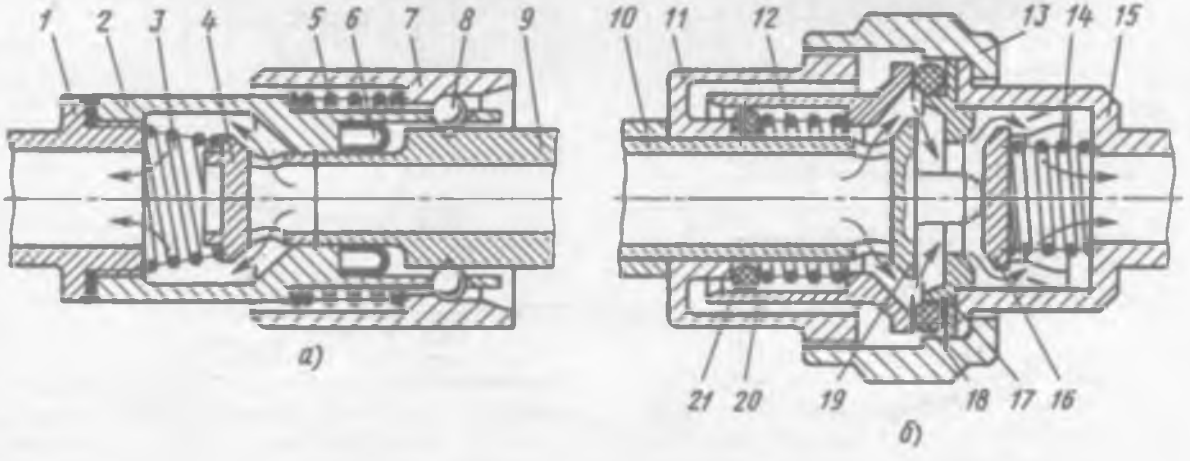


Рис. 18.36. Самозапирающиеся соединения труб

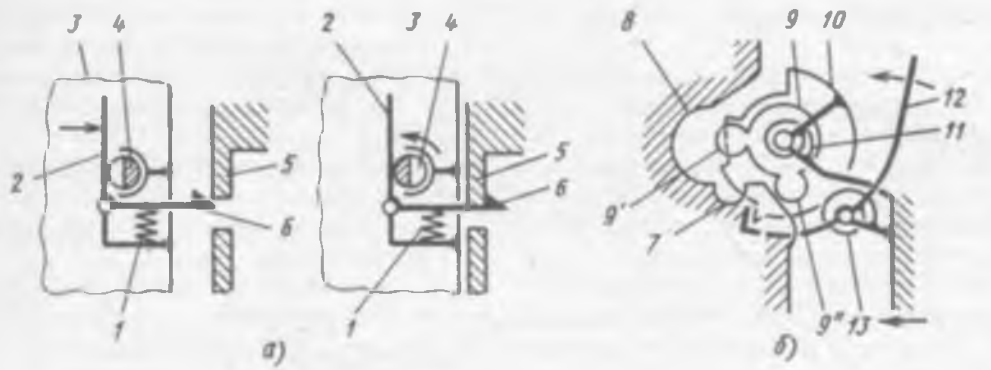


Рис. 18.37. Защелки дверей

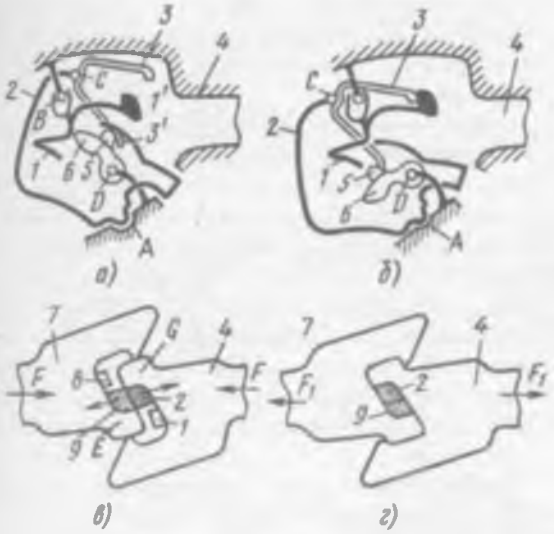


Рис. 18.38. Замок-автосцепка

кулачок *4* (на рисунке справа), стопорят ручку *2* и тем самым исключают разъединение элементов *6* и *5*.

На рис. 18.37, *б* изображена защелка двери автомобиля. С дверью шарнирно соединен ротор *9*, а на одном с ним валу установлен храповик *10*, взаимодействующий с рычагом-защелкой *12*. Ротор *9* соединен с дверью спиральной пружиной *11*. При движении двери *3* в направлении стрелки ротор *9* выступом *9''* упирается в стойку и поворачивается против часовой стрелки до тех пор, пока выступ *9'* не войдет в углубление *7*. При этом храповик нажимает на рычаг *1*, преодолевает сопротивление пружины *13* и отводит его. В положении, когда выступ *9'* вошел в углубление *7*, храповик защелкивается рычагом *12* на первый зуб. Дверь оказывается закрытой, но не запертой полностью. При ее дальнейшем движении ротор *9* соприкасается с поверхностью выемки *8*, а храповик защелкивается рычагом на второй зуб. Дверь при этом заперта. Для открывания двери достаточно нажать на рычаг *12* в направлении стрелки и вывести его из зацепления с храповиком. Ротор в этом случае может быть свободно выведен из выемки.

На рис. 18.38 показан управляемый замок-автосцепка, предназначенный для автоматического сцепления локомотива с вагонами и вагонов между собой при их взаимном нажатии или соударении и для передачи сил, возникающих при движении состава; в схеме на рис. 18.38, *а* головки автосцепки находятся в расцепленном при соприкосновении вагонов, а на рис. 18.38, *б* — в сцепленном состоянии. В корпусе головки *4* установлен замок *2*, который может поворачиваться вокруг точки *A*. В схеме на рис. 18.38, *а* он отведен кулачком *5* подъемника в крайнее правое положение. Рычаг *1* подвешен в точке *B* к корпусу и удерживается кулачком *6* подъемника от самопроизвольного утапливания. Предохранитель от саморасцепа *3* отжат вверх кулачком *5*, воздействующим на его нижнее плечо *3'*. Подъемник удерживается в таком положении выступом замкодержателя и не падает вниз. Рычаг удерживается благодаря давлению слева элементов сопряженной головки. Как только вагоны расходятся в разные стороны, рычаг под действием противовеса *1'* перемещается влево, подъемник падает и освобождает замок, который также перемещается влево под действием собственного веса. Автосцепка, таким образом, подготовлена к сцеплению.

В сцепленном состоянии кулачки *5* и *6* подъемника переводятся в крайнее левое положение (см. рис. 18.38, *б*), замок *2* в процессе сцепления сначала утапливается, а затем под действием собственного веса перемещается влево, предохранитель *3* упирается в выступ рычага *1*. Рычаг удерживается

в таком положении элементами сопряженной головки автосцепки

В схеме на рис. 18.38, *в*, *г* показано автоматическое сцепление. Малые зубья *E*, *G* головок *7* и *4*, благодаря скосам, входят в углубления. При этом утапливаются замки *9* и *2*, затем соответственно утапливаются выступы рычагов *8* и *1*. После того как малые зубья полностью заходят в углубления, замки опускаются под действием собственного веса, а предохранители упираются в выступы рычагов. Автоматическое сцепление завершено.

Чтобы расцепить головки, нужно повернуть в одной из них подъемник вокруг т. *D* (см. рис. 18.38, *б*). В результате кулачок *5* сначала поднимает предохранитель, а затем «топит» замок, после чего малый зуб свободно может выйти из углубления.

18.2. ОПОРЫ, ШАРНИРЫ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ

Функциональными признаками рассматриваемых устройств являются неподвижное или подвижное соединения двух звеньев, налагающие определенные ограничения на их относительные перемещения, и передача силового воздействия от одного звена к другому, кроме вращающего момента.

Устройства, соединяющие звенья, из которых одно неподвижно, называют опорами. К опорам относят чаще всего устройства, обеспечивающие подвижность соединяемых звеньев, ограниченную пределами компенсации погрешностей монтажа. Опоры для поступательных перемещений называют направляющими. Устройство, соединяющее два вращающихся звена, называют шарниром. Если шарнир может передавать вращающий момент, то его называют муфтой.

Наряду с традиционными решениями кинематических пар, обеспечивающих соединение жестких звеньев, в современной технике используются упругие кинематические пары, которые по характеру относительных движений аналогичны кинематическим парам в виде соприкасающихся жестких звеньев.

Опоры

Наряду с конструктивными решениями кинематических пар под опорами понимают и их расчетные схемы, используемые при проектировании деталей машин и сооружений.

Примеры условных обозначений, принятые в строительной механике, и отдельные обозначения из теории механизмов и машин, а также соответствующие им примеры конструктивных решений приведены на рис. 18.39.

Существуют следующие разновидности опор:

защемляющая неподвижная, не допускающая никаких перемещений (рис. 18.39, *а*) или допускающая только вращение стержня вокруг его оси (рис. 18.39, *б*, *в*);

защемляющая подвижная (допускающая только поступательное перемещение, параллельное определенной прямой (рис. 18.39, *г*);

цилиндрическая неподвижная, допускающая только вращение вокруг определенной оси (рис. 18.39, *д*);

цилиндрическая подвижная, допускающая вращение вокруг определенной оси и поступательное прямолинейное перемещение (рис. 18.39, *е*);

шаровая неподвижная, допускающая только вращение вокруг любой оси, проходящей через точку опоры (рис. 18.39, *ж—л*);

шаровая линейно-подвижная, допускающая вращение вокруг любой оси, проходящей через точку опоры, и перемещение параллельно определенной прямой (рис. 18.39, *м—п*);

шаровая плоскоподвижная, допускающая вращение вокруг любой оси, проходящей через точку опоры, и поступательное перемещение параллельно определенной плоскости (рис. 18.39, *о*, *р—х*).

Опора может быть жесткой или упругой (рис.18.39, *ц*).

Опоры, изображенные на рис. 18.39, *о*, *п*, в отличие от опор на рис. 18.39, *м*, *н* не допускают вращения вокруг оси *x*, но не имеют ограничений в движении по плоскости. Конструктивное исполнение на рис. 18.39, *п* называют ножевой опорой.

На рис. 18.39, *з*, *и* даны варианты подшипниковой опоры с ограничением и без ограничения движения в осевом направлении. Подшипники на рис. 18.39, *з* установлены внутри сферического вкладыша *1*.

В схемах на рис. 18.39, *и*, *к* подшипник может воспринимать нагрузку, направленную только вниз. При достаточной нагрузке желоба тел качения подшипника *3* (рис. 18.39, *к*) и сферический вкладыш *2* не допускают перемещений в плоскости, перпендикулярной оси вращения вала. Эта опора относится к такому же виду, что и опора, показанная на рис. 18.39, *ж*, но при условии силового замыкания.

На рис. 18.39, *р*, *с*, *т* приведены варианты опоры в виде шара, установленного между двумя плоскими поверхностями. Для того чтобы удерживать звенья *5* и *6* от значи-

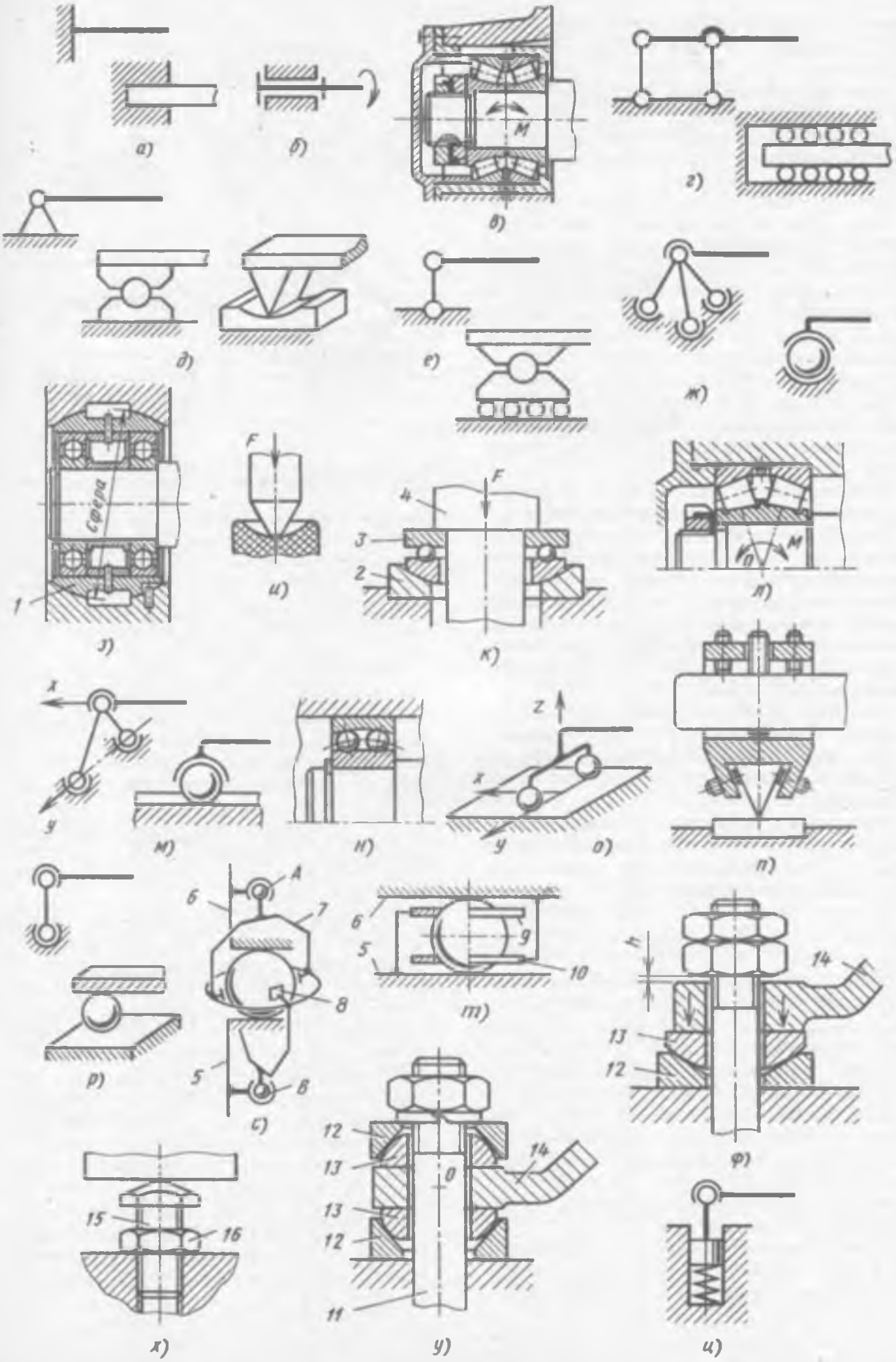


Рис. 18.39. Опоры

тельных перемещений, служит упругая рамка *7*, соединенная со звеньями сферическими шарнирами *A* и *B*. Кроме того, упоры *8* рамки ограничивают шар от перемещений в определенных пределах.

В схеме на рис. 18.39, *т* шар удерживается кольцами *9* и *10*, связанными соответственно со звеньями *5* и *6*.

На рис. 18.39, *у* приведен вариант шаровой опоры, образованной двумя парами сферической и конической *12* шайб, связанными в единый узел (центр сферы *O*). Поворот и перемещения в плоскости опорного звена *14* в ней осуществляется в пределах зазоров между болтом *11* и шайбами. На рис. 18.39, *ф* показано аналогичное исполнение опоры с одной парой шайб *12*, *13*. Чтобы обеспечить поворот звена *14* в необходимых пределах, предусмотрен зазор *h*. Опора предназначена воспринимать нагрузку, направленную только вниз.

Показанные на рис. 18.39, *в*, *л* опоры, несмотря на близость конструктивного исполнения, отнесены к разным видам. Если первую при нагружении моментом *M* относят к защемляющей, то вторую при определенном допущении с учетом упругих деформаций можно считать шаровой, поскольку момент *M*, препятствующий повороту вала вокруг точки *O*, во много раз меньше момента в схеме на рис. 18.39, *а*.

На рис. 18.39, *х* изображена регулируемая по высоте опора в виде установочного винта *15*. Гайка *16* служит для предохранения резьбового соединения от самоотвинчивания.

На рис. 18.39, *ц* дано условное изображение упругой опоры, у которой реакция зависит от перемещения (в данном примере вдоль вертикальной оси).

Шарниры

Опоры, допускающие вращательное относительное движение звеньев, можно считать шарнирами, если оба звена подвижны (см., например, рис. 18.39, *б*, *в*, *д*, *ж—м*). На рис. 18.40 приведены примеры конструктивного исполнения сферического шарнира — кинематической вращательной пары, элементы которой выполнены сферическими. Он может быть трехподвижным и двухподвижным. Двухподвижные шарниры относятся к муфтам, поскольку они могут передавать вращающий момент.

Трехподвижный шарнир обычно выполняют из трех деталей: сопряженных звеньев *1*, *2* (рис. 18.40, *а*) и удерживающего

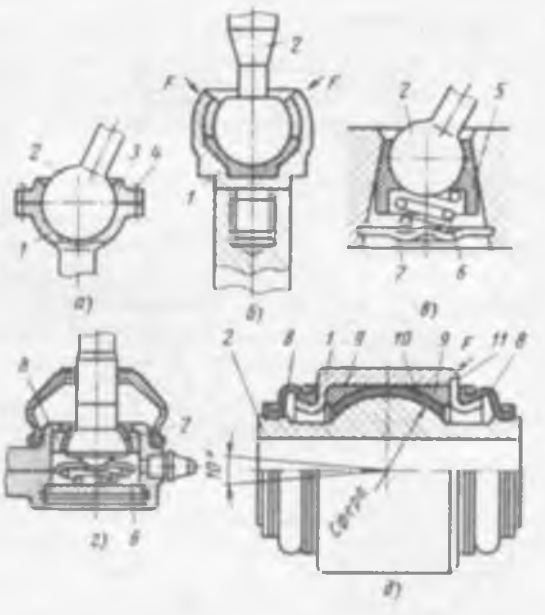


Рис. 18.40. Сферические трехподвижные шарниры

кольца *3*, присоединенного к звену *1*, например посредством винтов *4*. Детали *1* и *3* образуют в сборе сферическую полость. В схеме на рис. 18.40, *б* шар представляет собой часть звена *2*, удерживается в гнезде звена *1* пластически деформированными краями гнезда (см. направление действия сил *F*).

Показанный на рис. 18.40, *в* пластмассовый вкладыш *5* до сборки имеет цилиндрические боковые внутренние поверхности, переходящие в сферические поверхности, благодаря чему шар *2* свободно вставляется в него. В результате установки вкладыша в коническое отверстие он деформируется и боковая поверхность охватывает сферическую поверхность звена *2*. Вкладыш поджимается пружиной *6*, удерживаемой упругой заглушкой *7*.

В шарнире, представленном на рис. 18.40, *г* его звенья имеют неполные рабочие поверхности. Звено *2* прижато к вкладышу *8* пружиной *6*, обеспечивающей силовое замыкание кинематической пары.

На рис. 18.40, *д* изображен сферический шарнир подвески автомобиля. Он может поворачиваться на небольшие углы вокруг трех осей. Уменьшению трения способствует то, что сферические поверхности детали *2* охватывают пластмассовые вкладыши *10*, опирающиеся через упругие полиуретановые подушки-кольца *9* на корпусную деталь *1*. Крышка *11* прикреплена к детали *1* закаткой (пластическим деформированием силой F). Уплотнительные чехлы *8* защищают рабочие поверхности шарнира от воздействия внешней среды.

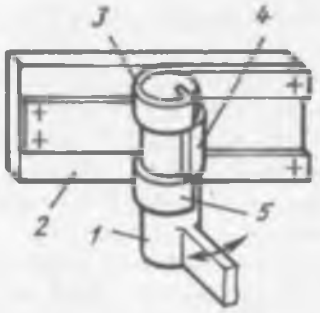


Рис. 18.41. Ленточный перекатывающийся шарнир

На рис. 18.41 приведена одна из разновидностей цилиндрического шарнира (одноподвижной вращательной пары). Он выполнен в виде перекатывающегося по плоскости цилиндра, связанного с плоскостью лентой.

Цилиндр *1* перекатывается по плоскости детали *2* и связан с ней лентами *3*, *4* и *5*. Концы лент закреплены на детали *2*. При вращении звена *1* в одном направлении на него наматываются ленты *3* и *5*, а лента *4* сматывается, при реверсировании вращения наматывается лента *4*, а ленты *3* и *5* сматываются. При этом цилиндр *1* перемещается еще и поступательно.

Такой шарнир имеет малые потери на трение, характеризуется беззазорностью и отсутствием относительного скольжения звеньев.

Подшипники и подпятники

Опоры или шарниры, обеспечивающие передачу радиальных и (или) осевых сил при определенном режиме вращения, представляют собой подшипники и подпятники.

По принципу взаимодействия тел трения различают подшипники (подпятники) качения и скольжения.

В подшипнике качения между поверхностями вращающейся детали и поверхностью опоры расположены шарики или ролики.

Подшипник обычно состоит из наружного *1* и внутреннего *2* колец (рис. 18.42, *а*), тел качения *3* и сепаратора *4* — детали, удерживающей тела качения на определенном расстоянии друг от друга. В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки различают подшипники радиальные (рис. 18.42, *а*, *б*, *в*, *е*, *з*, *и*, к), радиально-упорные (рис. 18.42, *г*, *ж*) и упорные (рис. 18.42, *д*), соответственно воспринимающие преимущественно радиальную, радиальную и осевую

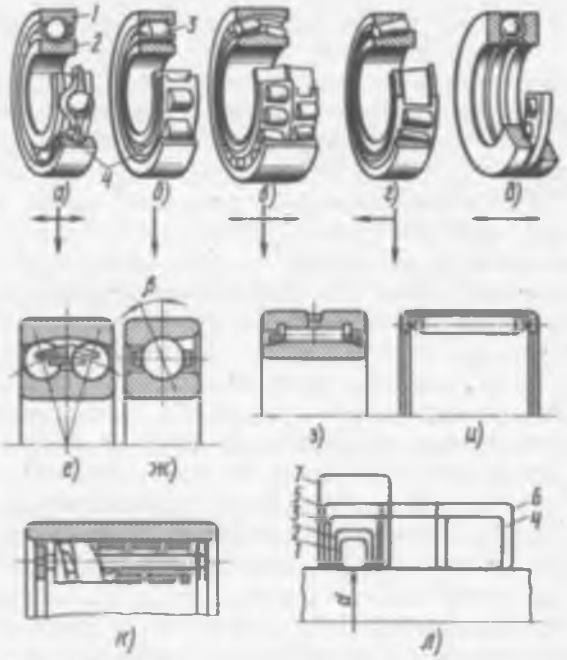


Рис. 18.42. Основные виды подшипников качения

и только осевую нагрузку. Подшипник, показанный на рис. 18.42, *а*, может воспринимать до 70 % осевой нагрузки от недоиспользованной радиальной грузоподъемности, а подшипник, показанный на рис. 18.42, *в*, *е*, — соответственно до 20 %. Подшипники на рис. 18.42, *б*, *з*, *и* не могут воспринимать осевую нагрузку.

По форме тел качения и рабочих поверхностей колец различают подшипники шариковые (рис. 18.42, *а*, *д*, *е*, *ж*), роликовые с цилиндрическими роликами (см. рис. 18.42, *б*), сферические с бочкообразными роликами (см. рис. 18.42, *в*), роликовые с коническими роликами (см. рис. 18.42, *г*), игольчатые (рис. 18.42, *з*, *и*), сферические шариковые (см. рис. 18.42, *е*), роликовые с витыми роликами (см. рис. 18.42, *к*) и др.

По числу рядов тел качения различают однорядные, двухрядные и многорядные подшипники.

Выпускают также подшипники без колец или без сепараторов (см. рис. 18.42, *и*). В качестве колец могут служить поверхности вала, оси или других деталей. Радиально-упорные шарикоподшипники имеют угол контакта β, равный 12°, 26° и 36°.

Радиальные шариковые подшипники качения допускается использовать при угле перекоса осей внешней и внутренней посадочных поверхностей до 30′, а роликовые при переносе осей не более 3′. Самоустанавливающиеся сферические подшипники

(см. рис. 18.42, *в*, *е*) обеспечивают нормальную работу при перекосе осей до 2—3°. Для меньшей чувствительности к перекосам цилиндрические и конические ролики выполняют бомбинированными (бочкообразной формы).

По габаритным размерам при одном и том же внутреннем диаметре *d* подшипники делят на серии. На рис. 18.42, *л* обозначены серии: *1* — сверхлегкая серия; *2* — особолегкая; *3* — легкая; *4* — легкая широкая; *5* — средняя; *6* — средняя широкая; *7* — тяжелая. С увеличением размера растет и нагрузочная способность. Отношение допустимых экстремальных нагрузок при одном и том же *d* может достигать 10—100.

Различной нагрузочной способностью обладают подшипники одной и той же серии, но разных типов. Например, подшипник, изображенный на рис. 18.42, *б*, имеет грузоподъемность и долговечность соответственно в 1,5 и 3,5 раза выше, чем подшипник, показанный на рис. 18.42, *а*; подшипник на рис. 18.42, *г* — в 1,7 и 5 раз выше, также в сравнении с подшипником, показанным на рис. 18.42, *а*.

У радиального шарикового подшипника качения (см. рис. 18.42, *а*) коэффициент трения $f=0{,}001\ldots0{,}002$ и допустимая окружная скорость $v=10\ldots30$ м/с; у радиального роликового подшипника (см. рис. 18.42, *б*) $f=0{,}002\ldots0{,}003$, $v=10\ldots20$ м/с; у сферического роликового подшипника (см. рис. 18.42, *в*) $f=0{,}003\ldots0{,}005$, $v=10\ldots20$ м/с; у радиально-упорного роликового подшипника (см. рис. 18.42, *г*) $f=0{,}004\ldots0{,}008$, $v=5\ldots15$ м/с; у игольчатого роликового подшипника (см. рис. 18.42, *д*) $f=0{,}005\ldots0{,}01$, $v=5\ldots10$ м/с.

Для повышения нагрузочной способности подшипников используют ряд конструктивных решений, в частности четырехточечный контакт шарика, взаимодействие шарика в двух точках с дорожкой качения внутреннего кольца и в двух точках с дорожкой качения наружного кольца. Применяют также подшипники, у которых шарик контактирует, как обычно, с наружным кольцом и в двух точках с внутренним кольцом (трехточечный контакт).

Внутреннее кольцо (рис. 18.43, *а*) обычно выполняют из двух частей *1* и *2* и поджимают их в осевом направлении силой $F_н$, тем самым устраняя зазоры и создавая необходимый натяг в подшипнике. Точки контакта располагают в сечении под углом β к плоскости симметрии, равным углу контакта в радиально-упорном подшипнике.

Профиль дорожки качения очерчивают двумя пересекающимися дугами окружности или выполняют эллиптическим.

Четырехточечный контакт позволяет уменьшить контактные напряжения при работе подшипника, но при нагружении радиальной силой приводит к дополнительным потерям на трение вследствие того, что невозможно идеальное качение шарика. Подшипник может работать как радиально-упорный при реверсивной осевой нагрузке.

В схеме на рис. 18.43, *б* четырехточечный контакт образован благодаря установке проволочных колец *4* в канале для шарика *6*. Кольца *4* изготовляют из сравнительно мягкого материала. При сборке под-

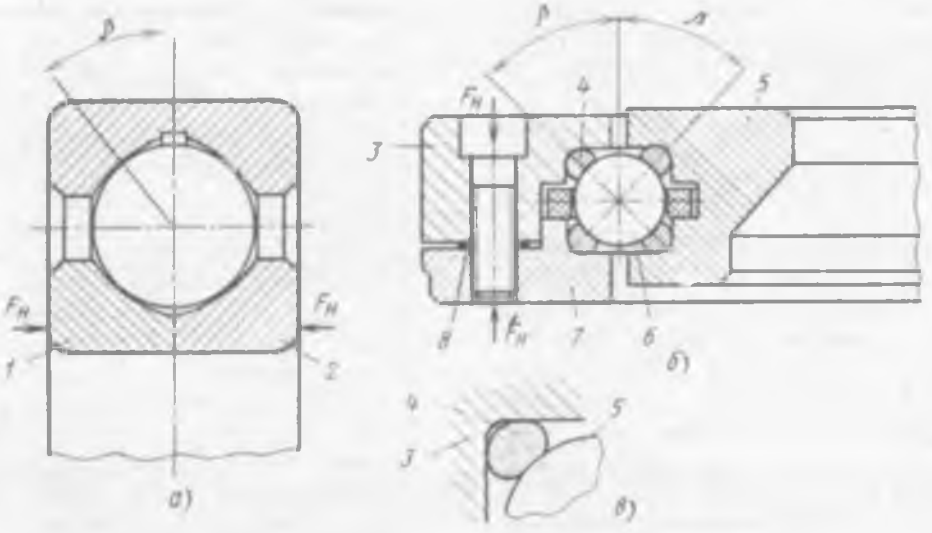


Рис. 18.43. Подшипники с четырехточечным контактом шариков

шипника стягивают кольца *3* и *7* на расстояние, регламентированное толщиной прокладки *8*, установленной между ними. В результате кольца *4* деформируются, заполняя углы сечения канала в кольцах *3*, *5* и *7* и образуя дорожки качения для шариков *6* (рис. 18.43, *в*). При этом создается необходимый натяг в местах контакта.

При проектировании подшипников используют также конструктивный прием уменьшения трения и изнашивания путем выбора сечения ролика (катка) или сечения его дорожки качения, при котором практически отсутствует контакт его торца с дорожкой качения.

Отсутствие торцового контакта позволяет уменьшить трение скольжения в роликовых направляющих, подшипниках, винтовых механизмах и других устройствах.

На рис. 18.44, *а* подшипник имеет конические ролики *2* и *3* (конусность менее 30′), установленные так, что оси соседних роликов расположены под углом 90° между кольцами *1*, *5* и *4*. При этом угол α принимают большим угла между образующей и торцом ролика на угол γ, выбранный из условия минимального касания торца ролика при нагружении и деформации элементов. Вследствие конусности роликов при нагружении между внутренними кольцами *4* и *5* и торцами роликов образуется зазор.

На рис. 18.44, *б* показано сечение внутреннего кольца *7* роликового подшипника, в котором образующие торцов канавки качения расположены под углом γ к торцам цилиндрических роликов *6*.

Подшипники изготовляют следующих классов точности в порядке ее повышения: 0 — нормального; *6* — повышенного; *5* — высокого; *4* — прецизионного; *2* — сверхпрецизионного. Допуски на торцовое и радиальное биение для 2-го класса меньше, чем для 0-го класса, приблизительно в 5 раз, а стоимость подшипника в 10 раз выше.

Кольца и тела качения подшипников изготовляют из высокоуглеродистых хромистых сталей ШХ15 и ШХ15СГ, а также цементуемых легированных сталей 18ХГТ, 20Х2Н4А и 20НМ. Твердость колец и роликов HRC, 61—65, а шариков HRC, 63—67. Параметр шероховатости поверхностей тел качения и дорожек качения $Ra = 0{,}04 \ldots 0{,}08$ мкм.

Сепараторы обычно штампуют; материал — мягкая углеродистая сталь, а сепараторы высокоскоростных подшипников изготовляют массивными из бронзы, латуни или текстолита.

Стандартные подшипники характеризуются предельной частотой вращения. С увеличением частоты вращения до предельной и выше существенно повышаются потери на трение, а также инерционные нагрузки вследствие вращения сепаратора и тел качения, повышается температура смазочного материала. В результате этого масло разжижается, выдавливается в местах контакта, из-за чего происходит схватывание поверхностей. Снижается сопротивляемость разрушению дорожек качения, увеличивается число отказов, связанных с разрушением сепаратора.

Оценивают предельную частоту через величину $d_m n$, где d_m — диаметр окружности центров тел качения, n — частота вращения. Величина $d_m n$ зависит от типа подшипника (см. рис. 18.42), точности, конструкции сепаратора и вида смазочного материала. Наибольшее значение $d_m n$ имеет при использовании текстолитового или массивного металлического сепаратора, меньше — при использовании штампованного сепаратора, еще меньше — при работе без сепаратора.

При использовании пластичного смазочного материала игольчатые подшипники имеют $d_m n \approx 10^5$ мм·мин$^{-1}$, упорные шариковые $d_m n \approx 2 \cdot 10^5$ мм·мин$^{-1}$.

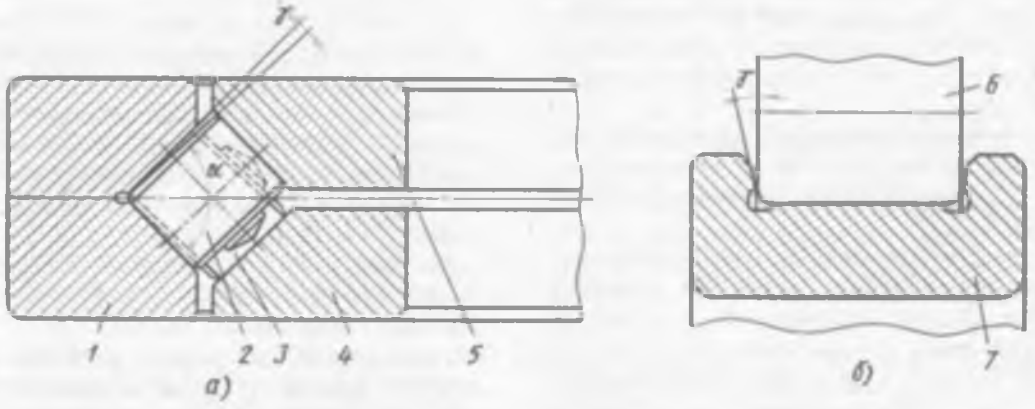


Рис. 18.44. Исключение торцового контакта в роликовых подшипниках

При использовании жидкого смазочного материала значение $d_m n$ зависит от типа подшипника:

Подшипники	$d_m n \cdot 10^{-5}$
Сферические роликовые	3
Конические роликовые	3,5
Цилиндрические роликовые	5
Сферические шариковые	5,5
Радиальные шариковые	9

Наиболее часто подшипники разрушаются вследствие усталостного выкрашивания беговых дорожек и тел качения под действием переменных контактных напряжений.

Подбирают невращающиеся подшипники по статической грузоподъемности C_0, рассчитанной из условия контактной прочности. Характеристики подшипников установлены стандартом.

Вращающиеся подшипники подбирают по стандартной динамической грузоподъемности C следующим образом: $C_p = F_R \sqrt[q]{L} \leqslant C$, где F_R — приведенная нагрузка; L — долговечность, млн оборотов; $q = 3$ для шарикоподшипников и $q = 3{,}33$ для роликоподшипников; C_p — расчетная требуемая грузоподъемность.

Приведенную нагрузку для радиальных шариковых и роликовых и радиально-упорных шариковых подшипников определяют из соотношения $F_R = (XVF_r + YF_a)K_6K_T$, где X и Y — коэффициенты соответственно радиальной F_r и осевой F_a нагрузок, зависящие от соотношения $e = F_a/VF_r$, вида подшипника, например, для радиального шарикового подшипника при $e < 0{,}44$ $X = 1$, $Y = 0$, а при $e = 0{,}19$ $X = 0{,}56$, $Y = 2{,}30$); K_6 — коэффициент безопасности; $K_6 = 1$ при спокойной нагрузке; $K_6 = 1{,}3 \ldots 1{,}8$ при вибрациях и умеренных толчках; $K_6 = 2 \ldots 3$ при сильных ударах и вибронагрузках; K_T — температурный коэффициент, при температуре отпуска колец и тел качения $t \leqslant 225$ °С $K_T = 1$; V — коэффициент вращения: $V = 1$ при вращении внутреннего кольца и $V = 1{,}2$ при вращении внешнего кольца.

Под действием радиальной нагрузки возникает дополнительная осевая нагрузка $F_a = eF_r$, а в коническом роликоподшипнике $F_a = 0{,}83eF_r$.

Если вал установлен на двух радиально-упорных подшипниках, то осевая нагрузка на одном из них складывается из внешней осевой нагрузки и дополнительной осевой силы от другого подшипника. Для подшипников с короткими роликами $F_R = VF_rK_6K_T$, а для упорных подшипников $F_R = F_aK_6K_T$.

Для подшипников, работающих при изменяющихся во времени нагрузке и частоте вращения, определяют эквивалентную нагрузку, равноопасную по сопротивлению усталости переменному режиму нагружения:

$$F_{RE} = \sqrt[q]{\frac{F_{R1}^q L_1 + F_{R2}^q L_2 + \ldots + F_{Rn}^q L_n}{L}},$$ где

F_{R1}, F_{R2}, F_{Rn} — постоянные нагрузки, действующие в течение L_1, L_2, ..., L_n оборотов, $L = L_1 + L_2 + \ldots + L_n$.

В зависимости от режима нагружения и вращения назначают посадки для колец подшипников.

Посадки обеспечиваются благодаря выбору поля допуска на диаметры сопряженных с кольцами подшипников деталей, поскольку стандартные подшипники выпускаются с верхним отклонением присоединительных диаметров, равным нулю, а нижнее отклонение одинаково для подшипников одинаковых размера и класса точности. Причем поля допуска для внешнего и внутреннего колец на рис. 18.45 обозначены hB и KB и соответственно поле hB располагается в теле внешнего кольца, а поле KB — выходит из тела внутреннего кольца.

Посадки выбирают в зависимости от режима нагружения (Л — легкий; С — средний; Т — тяжелый), подвижности колец относительно вектора нагружающей силы F_r.

Обычно в передачах с неподвижными осями колес вектор F_r не меняет линию действия (при реверсировании нагрузки F_r меняет направление на противоположное). Наружное кольцо испытывает местное нагружение и, для того чтобы износ был равномерным, оно должно проворачиваться (рис. 18.45, *а*). Поэтому для внутреннего кольца посадку выбирают с небольшим натягом, а для наружного кольца — переходную посадку или посадку с небольшим зазором.

В деталях, установленных на осях (канатные блоки, ролики-опоры, промежуточные зубчатые колеса, сателлиты), вектор силы обычно неподвижен относительно внутреннего кольца, и, для того чтобы оно могло проворачиваться, его устанавливают на ось по переходной посадке или посадке с зазором (рис. 18.45, *в*).

На рис. 18.45, *б* показан случай колебательного нагружения. Для обоих колец выбирают переходные посадки.

Подшипники с большими натягами не применяют, поскольку они не позволяют обеспечить требуемые рабочие зазоры в подшипнике вследствие деформирования колец.

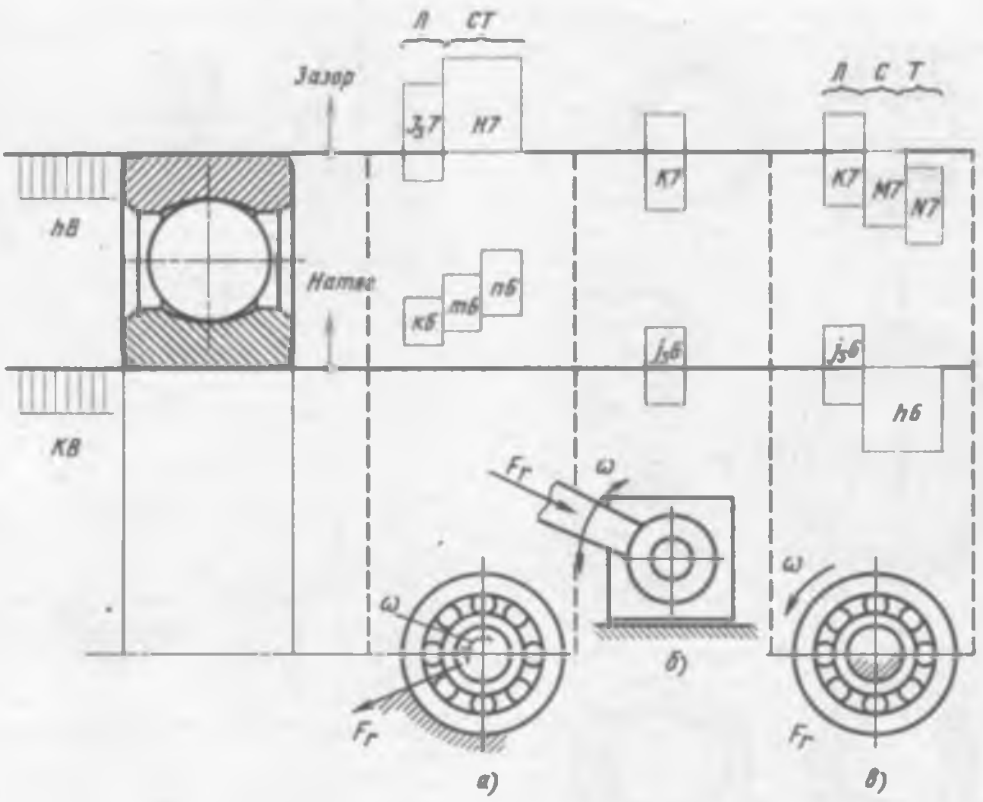


Рис. 18.45. К выбору посадок подшипников качения

Подшипник скольжения обычно состоит из втулки *1* (рис. 18.46, *а*), изготовленной из антифрикционного материала, и корпуса *2*. Корпус и втулку выполняют неразъемными или разъемными в радиальном направлении, если этого требуют условия сборки деталей.

Для компенсации перекосов корпус *2* устанавливают в раме *3* на сферической поверхности. Подшипник скольжения может иметь втулку с буртиком для восприятия осевой силы. Выполняют также подшипники с конической или сферической рабочей поверхностью.

Подшипник скольжения может работать в условиях трения без смазочного материала, граничного или жидкостного трения. Жидкостного трения достигают либо подачей жидкости под давлением в место взаимодействия рабочих поверхностей (гидростатическая смазка), либо благодаря клиновидному зазору и относительному вращению деталей (гидродинамическая смазка).

На рис. 18.46, *б* показан гидростатический подшипник. Жидкость под давлением *p* подается в специальные полости, размещенные между сопряженными поверхностями. Вал, нагруженный силой F, под действием жидкости всплывает.

Клиновидный зазор в гидродинамическом подшипнике, а соответственно и избыточное давление при вращении цапфы относительно подшипника получают благодаря разности диаметров цапфы и подшипника (рис. 18.46, *в*), а также специальной форме втулки подшипника (рис. 18.46, *г*).

В схеме на рис. 18.46, *д* в корпусе подшипника шарнирно установлены специальные сегментные подушки *5*, которые обеспечивают клиновидный зазор.

Показанную на рис. 18.46, *е* упругую втулку *6* с выступами *7* устанавливают в отверстие корпуса так, что она деформируется и приобретает форму, необходимую для получения клиновидного зазора.

В схеме на рис. 18.46, *ж* форма опорной поверхности достигается установкой упругих листов *8*.

Смазочный материал подводят под давлением в зоне максимального зазора (канал *4* на рис. 18.46, *б*). Если смазочный материал поступает самотеком и самозатягивается, место подвода выбирают в зоне расширения зазора, там, где возникает разрежение.

Для распределения смазочного материала по длине подшипника канавки для смазывания выполняют обычно вдоль образую-

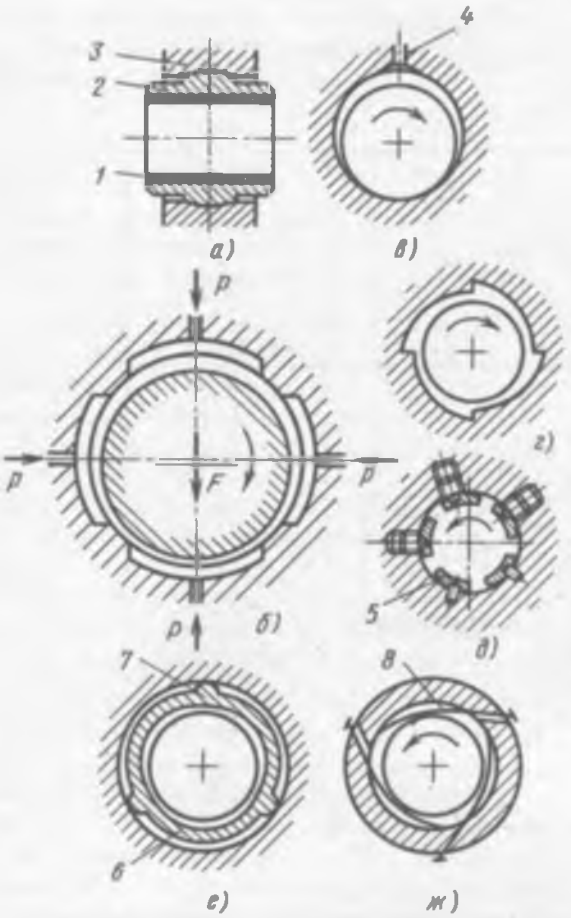


Рис. 18.46. Подшипники скольжения

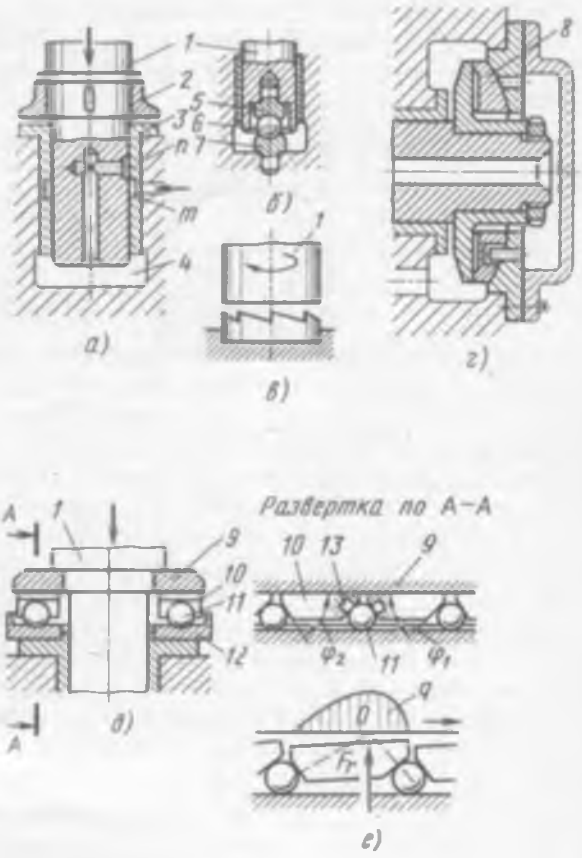


Рис. 18.47. Подпятники

щей втулки. Канавки располагают только в ненагруженной зоне. Канавки не доходят до края подшипника на 0,1 длины подшипника.

Существуют различные виды разрушения подшипника в зависимости от условий работы: абразивное изнашивание, схватывание, усталостное разрушение рабочей поверхности.

Проектируют подшипник так, чтобы масляный слой воспринимал всю нагрузку, а толщина слоя была больше суммы высот шероховатостей сопряженных поверхностей.

При проектировании подшипника выполняют его условный расчет по допустимому давлению $[p]$ и допустимому произведению давления на скорость скольжения $[pv]$: $p = F_r/(dl) \leqslant [p]$; $pv \leqslant [pv]$, где d и l — диаметр и длина сопряженных поверхностей подшипника.

Для большинства машин принимают $p = 1 \ldots 4$ МПа, $pv = 2 \ldots 10$ МПа·м/с. В подшипниках, применяемых в прокатных станах, p достигает 50 МПа, а pv — 200 МПа·м/с. Величины $[p]$ и $[pv]$ зависят от применяемых материалов.

Подпятник представляет собой подшипник, воспринимающий осевые нагрузки.

В схеме на рис. 18.47, *а* [5] подпятник имеет полость *4*, наполненную жидкостью. Торцовая шайба *2* удерживает вал при остановке. Давление жидкости поддерживается автоматически. Жидкость подается через каналы в подшипнике *3* и в вале *1*. При опускании вала при утечке жидкости каналы *n* и *m* совмещаются и жидкость поступает в полость *4*.

На рис. 18.47, *б* показан подпятник со сферической опорой в виде шарика *6*, установленного между вкладышами *5* и *7*.

На рис. 18.47, *в* изображен подпятник с гидродинамической смазкой, которая обеспечивается при вращении вала вследствие скосов на поверхности опоры.

В схеме на рис. 18.47, *г* подпятник взаимодействует с торцовыми поверхностями, его промежуточная деталь *8* опоры выполнена самоустанавливающейся благодаря сферической поверхности.

На рис. 18.47, *д*, *е* показан подпятник, состоящий из набора сегментных подушек. Вал опирается через кольцо *9* на подушки *10* с антифрикционным рабочим покрытием.

Подушки имеют закаленные вкладыши *13*, через которые они опираются на шарики *11*, установленные в кольце *12*. При вращении вала и наличии смазочного материала подушки поворачиваются и образуют клиновидный зазор (рис. 18.47, *е*), благодаря чему обеспечивается гидродинамическая смазка.

Скосы вкладышей подушек выполняют различными, чтобы переместить центр мгновенного поворота *О* подушек на линию действия равнодействующей реакции смазочного клина F_r. В схеме на рис. 18.47, *е*, *q* — распределенная нагрузка, воздействующая на кольцо *9*. Углы скосов φ_1 и φ_2 находят из примерного соотношения $tg\varphi_1/tg\varphi_2 = 0{,}72$.

Каждая из подушек может находиться в равновесии только при одинаковой нагрузке на остальные подушки, что достигается их взаимодействием через шарики *11*.

Возможность самоустановки подушек обеспечивает самоустановку вала *1*.

Конструирование подшипниковых опор

Конструирование опор, содержащих несколько подшипников (подпятников), включает в себя выбор места расположения, схемы замыкания сил, обеспечение смазывания и защиты от вредной среды для нормального функционирования опоры с подшипниками качения или скольжения.

Схема размещения подшипников в опоре должна быть по возможности статически определимой. При выборе схемы размещения подшипников следует учитывать различие их радиальных зазоров, даже если используются подшипники одного вида и размера. Кроме того, схема нагружения обычно вызывает различие деформаций сопряженных с подшипниками деталей.

Уменьшают неравномерность распределения нагрузки между работающими совместно подшипниками введением упругих элементов в местах наибольшего нагружения, увеличением натяга в местах наименьшего нагружения.

Рациональной является схема нагружения с четким разделением нагрузок на каждый из подшипников.

На рис. 18.48, *а* показана подшипниковая опора лопасти винта вертолета. Основная нагрузка F_x вдоль оси воспринимается только роликовым подшипником *4* при направлении, показанном на схеме штриховой стрелкой. Подшипники *3* и *6* воспринимают радиальные нагрузки F_{r1} и F_{r2}, а кроме того, подшипник *3* способен воспринимать небольшие нагрузки вдоль оси в направлении, противоположном показанному штриховой стрелкой. Достигается раздельное восприятие нагрузок выбором соответствующей схемы замыкания сил. Например, сила F_r передается от оси *11* через гайку *13*, внутреннее кольцо подшипника *3*, кольцо *12*, ролики *4*, кольцо *5*, внешнее кольцо подшипника *6*, гайку *8* на корпус опоры *1*. Осевая сила противоположного направления передается от оси *11* через втулку *9*, внутреннее кольцо подшипника *6*, втулку *10*, кольцо *12*, подшипник *3* и пружину *2* на корпус *1*.

Пружина *2* обеспечивает необходимый натяг в осевом направлении. Полость расположения подшипников защищена уплотнением *7* подвижного соединения и несколькими уплотнениями неподвижных соединений (на схеме зачернены).

На рис. 18.48, *б* показана подшипниковая опора пустотелого вала *14*, выполненного как одно целое с конической шестерней. Радиальные нагрузки F_{r1} и F_{r2} — это нагрузки, возникающие под действием радиальной F_r и окружной (на схеме не показана) составляющих силы в зацеплении. Они воспринимаются роликовыми подшипниками *15* и *19*. Одна из дорожек качения подшипника *15* выполнена непосредственно на валу. Осевая составляющая силы в зацеплении F_x передается через шариковый подшипник с четырехточечным контактом *16* и втулку *17* на корпус редуктора.

Вал *14* соединен муфтой *21* с деталью *18*, которая центрируется относительно вала с помощью шариковых подшипников *20* и *22*. Уплотнение *7* предотвращает воздействие внешней среды на элементы опоры и муфты.

На рис. 18.48, *в* приведена схема установки подшипников вала *30* шпинделя токарного станка. Передняя опора имеет двойной роликовый радиально-упорный подшипник *27*. Его внутренние кольца закреплены на валу *30*. Радиальные зазоры в подшипнике устраняются с помощью гайки *29*. Сила затяжки гайки *29*, а следовательно, и натяг в подшипнике ограничиваются дистанционным кольцом *28*, установленным между внутренними кольцами подшипника.

Передняя опора в основном воспринимает радиальную нагрузку F_r и полностью воспринимает осевую нагрузку F_x. Осевая нагрузка замыкается на корпус по кратчайшему пути через буртик *К*. Задняя опора *1* имеет роликовый конический подшипник *24*. Внутреннее кольцо подшипника поджато гайкой *23* в осевом направлении через

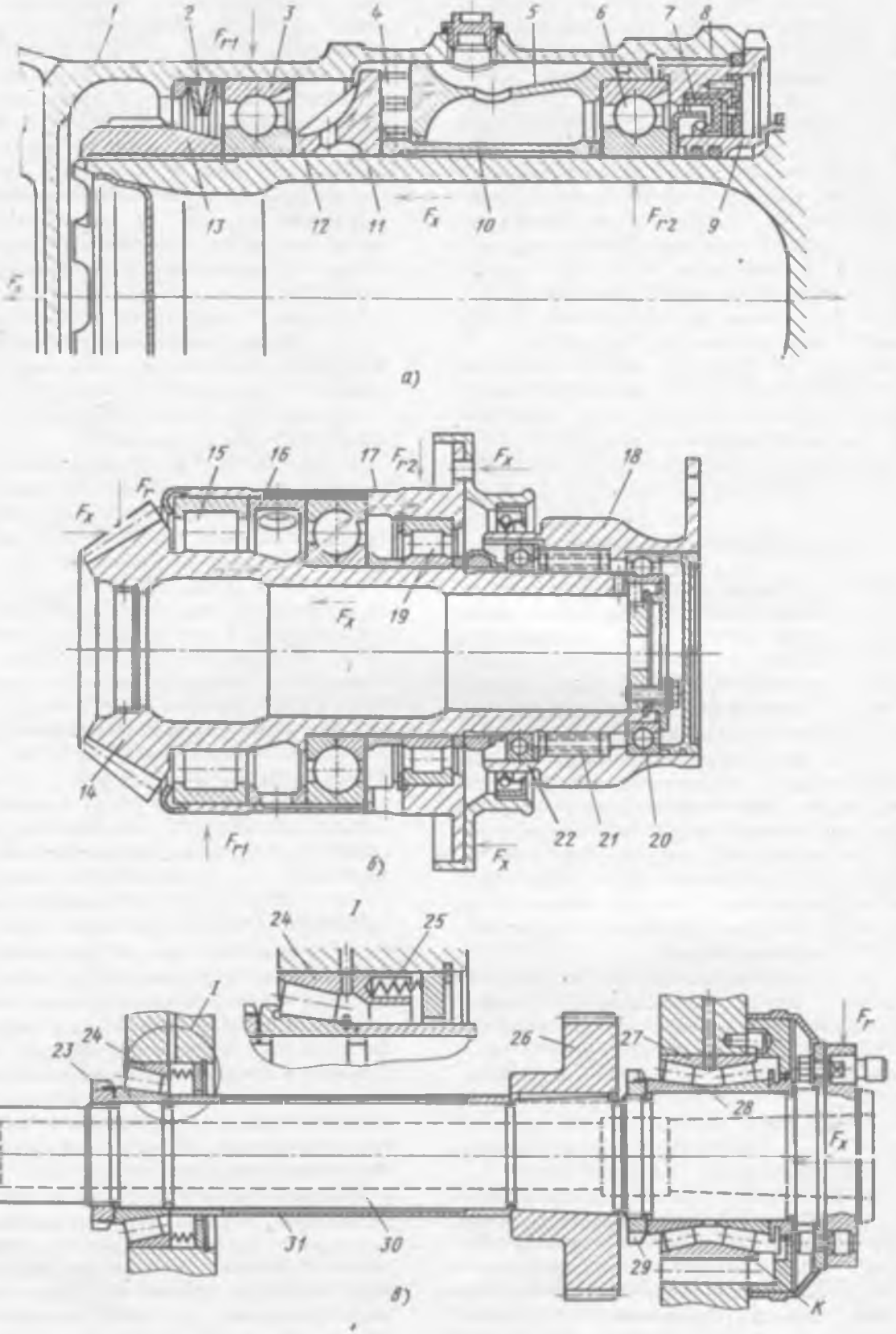


Рис. 18.48. Опоры с подшипниками качения

втулку *31* к ступице зубчатого колеса *26*, закрепленного на валу. Начальный предварительный натяг в подшипнике создается путем сжатия пружин *25*. Натяг незначительно изменяется вследствие погрешностей установки подшипника, а также осевых и тепловых деформаций вала. Подшипник нагружен только радиальной силой, которая обусловливает появление в подшипнике осевой составляющей реакции и дополнительное нагружение ею вала и подшипника *27*.

Приведенные схема и конструкция подшипников необходимы прежде всего для получения точного центрирования вала и максимально возможной жесткости опор.

Конструирование опоры с подшипником скольжения имеет некоторые специфические особенности.

Подшипники скольжения устанавливают обычно на конце вала, внутри головки шатуна, внутри свободно вращающихся на осях звеньев (например, зубчатых колес, сателлитов). Иногда подшипник выполняют непосредственно на шейке оси — наносят на нее слой антифрикционного материала. Если промежуточная шейка вала опирается на подшипник, то его обычно приходится выполнять разъемным.

Одна опора может воспринимать как радиальные, так и осевые нагрузки (рис. 18.49).

На конический шип *К* вала *10* прокатного стана запрессована втулка-цапфа *12*. Соединение выполнено коническим с целью удобства осевой сборки и разборки. Проворот втулки *12* предотвращается с помощью шпонки *13*. В осевом направлении втулка *12* закреплена гайкой *1* через промежуточные детали *14* и *15*.

В корпусе опоры *8* установлена подшипниковая втулка *6*, имеющая слой баббита, нанесенный центробежным литьем. Через эту втулку на корпус передается радиальная нагрузка.

Втулка-цапфа *12* имеет бортик *Б*, который своими торцами воздействует на детали подпятника через кольца *4* и *5*. Исходя из условий сборки кольцо *5* выполнено разъемным в виде двух полуколец. Осевые силы замыкаются через буртик *Б*, кольцо *4* и гайку *3* на корпус *8* — в одну сторону и через кольцо *5* буртик втулки *6* на корпус *8* — в другую сторону.

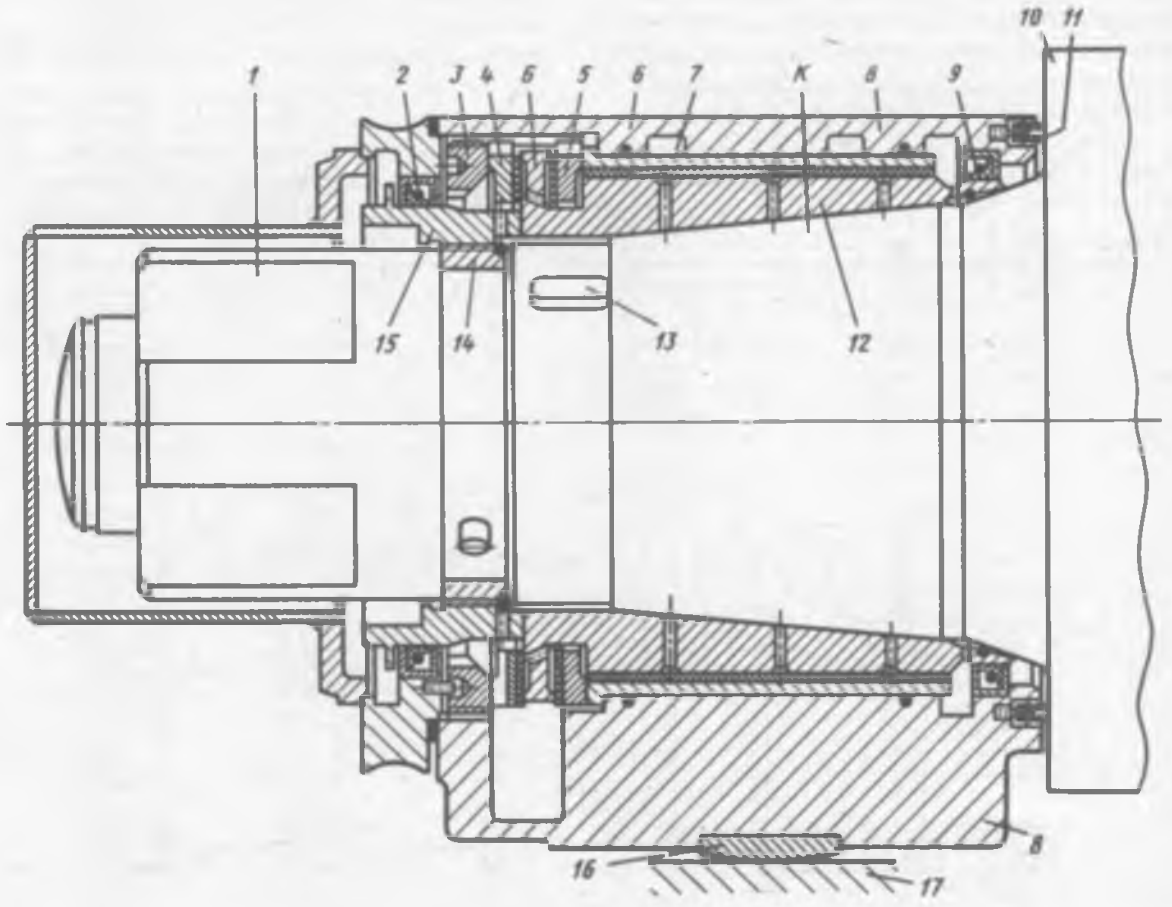


Рис. 18.49. Опора с подшипником скольжения

Смазочный материал поступает через каналы *7*. Уплотнения *2* и *9*, а также торцовое уплотнение *11* предотвращают вытекание смазочного материала и защищают рабочие поверхности от внешней среды.

Корпус *8* опирается на станину *17* через подушку *16*, обеспечивающую самоустановку корпуса. Предусмотрены элементы замыкания на станину осевых сил и момента трения (на рисунке не показаны).

Схемы расположения опор вращающихся деталей

Расположение опор выбирают исходя из тех функциональных задач, которые они решают. Обычно это центрирование вращающейся детали, восприятие и передача на сопряженные детали радиальных и осевых сил или опрокидывающих моментов. Наиболее распространена двухопорная схема установки вращающейся детали. Опоры стремятся располагать непосредственно в неподвижном корпусе, стараются избегать промежуточных вращающихся деталей, а на пути замыкания сил иметь минимальное число деталей и их соединений. Для точного центрирования и несущей способности применяют многоопорные схемы, которые требуют высокой точности изготовления и высокой жесткости сопряженных деталей.

Наибольшие трудности возникают при размещении опор в механизмах, структура и схема нагружения которых меняются в процессе функционирования. К таким механизмам, в частности, относятся многоскоростные планетарные передачи.

Рациональность конструкции такой передачи во многом зависит от выбранной схемы расположения центральных опор. Вследствие сложности и различия кинематических схем для осуществления каждого из режимов расположить все центральные детали на подшипниках в корпусе, как правило, невозможно. В этом, однако, нет необходимости, так как основные звенья в планетарном механизме могут центрироваться с помощью симметрично установленных сателлитов механизма.

На рис. 18.50, *а* – *в* представлены примеры схем расположения опор в коробках передач.

На рис. 18.50, *а* ведущий вал *Д* расположен на двух подшипниках $Ц_1$ в корпусе. Водило h_1 базируется на двух подшипниках $Ц_2$, один из которых (шариковый) расположен в корпусе, а второй (роликовый) — на ведущем валу *Д*; центральное колесо a_4 соединено с водилом h_1 с помощью зубчатой

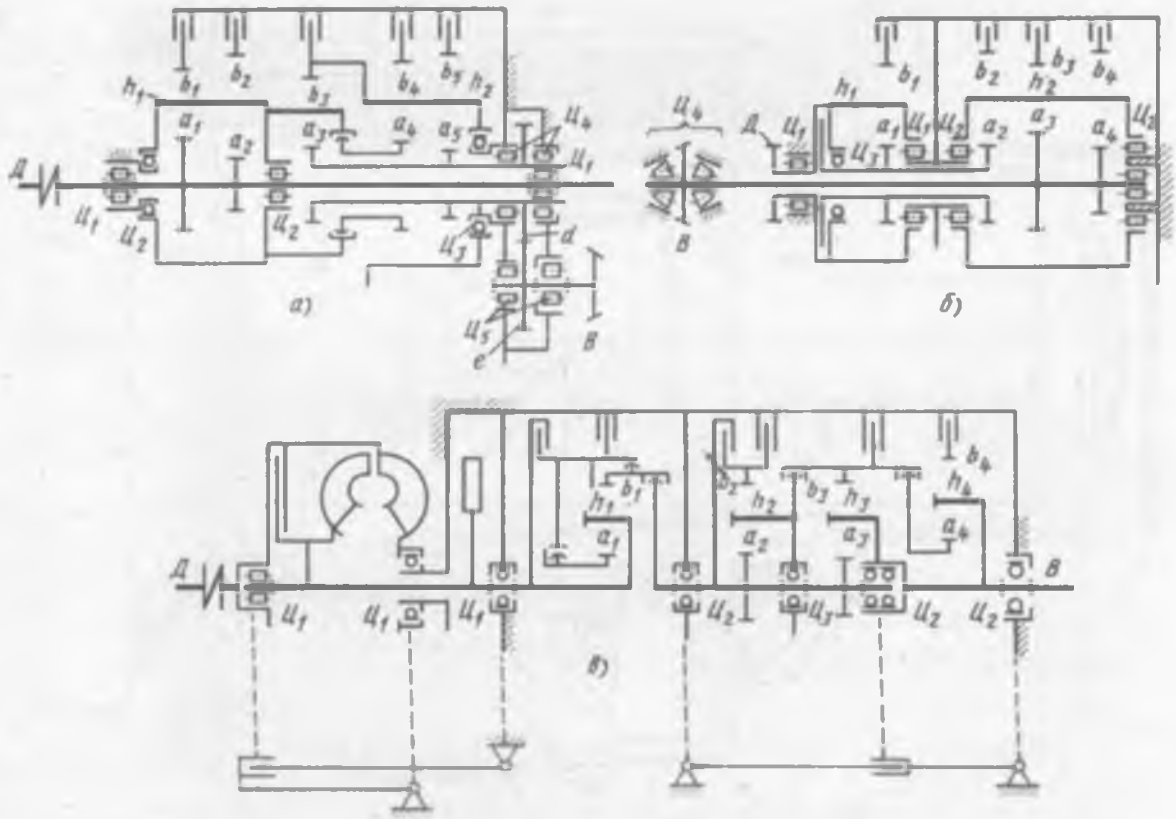


Рис. 18.50. Расположение опор в многоскоростных планетарных механизмах

муфты. Звенья цилиндрической зубчатой пары $d-e$ установлены в подшипниках $Ц_4$ и $Ц_5$ — по два на каждое звено. Все центральные колеса с внутренними зубьями, кроме колеса b_3, не имеют центральных опор. Колесо b_3 жестко соединено с водилом h_2 и имеет одну опору в виде шарикоподшипника $Ц_3$ в корпусе. Каждое из водил h_1 и h_2, показанных на рис. 18.50, *б*, установлено в корпусе на двух роликовых подшипниках $Ц_1$ и $Ц_2$. Центральные колеса первого a_1 и второго a_2 механизмов, соединенные между собой и с дисковой муфтой, имеют всего одну опору — шарикоподшипник $Ц_3$, установленный в водиле первого механизма. Ориентация этого звена осуществляется под действием сил в зацеплениях и муфте относительно опоры $Ц_3$, допускающей незначительные перекосы. Все центральные колеса с внутренними зубьями не имеют радиальных опор и самоустанавливаются под действием сил в зацеплении и тормозах. Ведомый вал расположен на трех подшипниках, установленных в корпусе. Так как вал длинный, а два подшипника с коническими роликами расположены близко один от другого, то получается, что вал расположен на двух опорах.

В схемах на рис. 18.50, *в* показаны две пары центральных подшипников $Ц_1$ и $Ц_2$, установленных в корпусе. На этих подшипниках базируются четыре вращающихся центральных звена, соединенных попарно промежуточными подшипниками, допускающими относительное вращение звеньев, но предотвращающими их перекос. Схемы попарной установки звеньев аналогичны схемам двухопорных балок (рис. 18.50, *в*, внизу).

Водила h_1, h_3 и h_4 строго ориентированы относительно корпуса, так как установлены на рассмотренных центральных звеньях. Все остальные звенья могут самоустанавливаться в процессе работы под действием сил в зацеплениях, элементах управления и соединительных элементах.

Основные звенья рассмотренных передач ориентированы относительно корпуса. Число опор выбрано оптимальное: увеличение числа опор привело бы к статической неопределимости системы, а исключение хотя бы одной из опор привело бы к наличию лишней подвижности, обусловившей недопустимый перекос и неустойчивое движение звеньев.

Расчетные схемы для определения реакций в опорах валов

Несмотря на конструктивные приемы, обеспечивающие однозначность восприятия нагрузки элементами подшипников, в реальных условиях реакции в опорах зависят от ряда факторов: схемы нагружения и схемы замыкания сил; схемы размещения подшипников в опорах и опор по отношению друг другу; жесткости вала, установленного в опорах; жесткости опор и корпусных деталей, в которых установлены опоры.

Следует иметь в виду, что большинство подшипников обладают определенной жест-

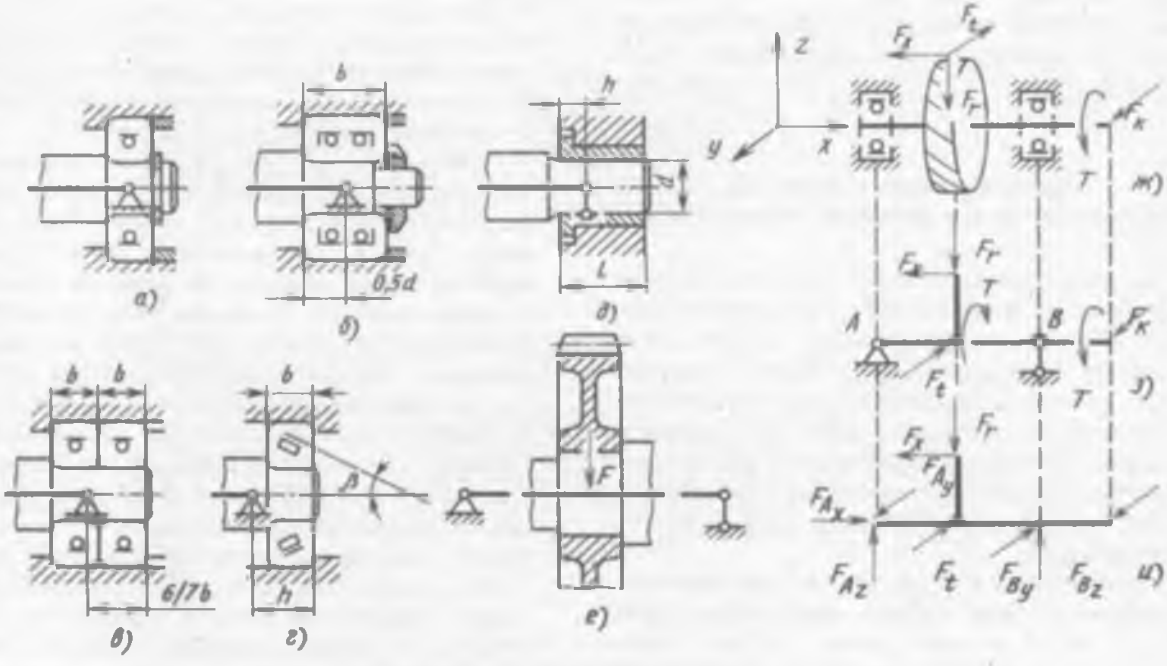


Рис. 18.51. Расчетные схемы для определения реакций в опорах валов

костью не только в радиальном или осевом направлениях, но и в направлении поворота оси вала, т. е. они кроме радиальной и осевой сил воспринимают и опрокидывающий момент. Жесткость у шариковых радиальных подшипников, самоустанавливающихся подшипников и опор существенно меньше, чем у роликовых подшипников и подшипников скольжения.

В первом приближении за расчетную схему нагружения опор вала принимают балку на опорах, нагруженную силами воздействия сопряженных деталей. При этом полагают, что опоры воспринимают только сосредоточенные радиальные и осевые силы.

Для составления схемы определяют расположение расчетных опор (рис. 18.51, *а—д*), для рис. 18.51, *г* $h=\frac{1}{2}\left(b+\frac{d+D}{2}\operatorname{tg}\beta\right)$.

в схеме на рис. 18.51, *д* $h=0{,}3l\leqslant 0{,}5d$

силы в зацеплении или в муфте обычно представляют сосредоточенными и располагают посередине ступицы (рис. 18.51, е). При составлении схемы *определяют и наносят* на ней внешние силы (рис. 18.51, *ж*). F_t, F_r и F_x — силы в зацеплении; F_x консольная нагрузка на конец вала со стороны присоединенного устройства; T вращающий момент. Определяют вид опор (рис. 18.51, *з*) и силу F_t заменяют эквивалентной силой F_t, приложенной к оси вала, и моментом $T(F_t)$. Далее из условия равновесия балки в плоскости *zx* и *yz* вычисляют составляющие реакций в опорах F_{Ax}, F_{Ay}, F_{Az} и F_{By}, F_{Bz}, затем находят полные значения реакций в опорах геометрическим суммированием, например $F_B=\sqrt{F_{By}^2+F_{Bz}^2}$

Направляющие и подвески. Подшипники для линейных перемещений

В поступательной паре одно из звеньев наибольшей протяженности называют направляющей. Взаимодействующее с ней звено меньшей протяженности называют ползуном (при неподвижной направляющей). Под направляющей понимают также совокупность частей, обеспечивающую относительное положение звеньев поступательной пары, и называют ее также подшипником для линейного перемещения.

Относительная подвижность деталей обеспечивается при трении скольжения (рис. 18.52, *а—е*) и при трении качения (рис. 18.52, *ж—м*).

Направляющие выполняют в виде одного цилиндрического стержня с канавкой под штифт (рис. 18.52, *а*), предотвращающей проворачивание; в виде двух цилиндрических стержней (рис. 18.52, *б*); в виде призмы с продольными пазами или выступами (рис. 18.52, *в*); в виде призмы со скосами типа «ласточкин хвост» (рис. 18.52, *г*), а также в виде комбинации неравнобедренной призмы и плоскости (рис. 18.52, *д*). На рис 18.52,*е* показана гидростатическая направляющая. Смазочный материал под давлением *p* подают как на верхнюю, так и на нижнюю грани направляющей во избежание «всплытия» ползуна-стола или суппорта. Нижняя опора *п* ползуна выполнена «плавающей». Она может самоустанавливаться, поворачиваясь в определенных пределах в продольной и поперечной плоскостях. Применяют также пневмостатические направляющие с коэффициентом трения до *0,0005* при зазоре в направляющей 2—4 мкм и жесткости более *100 Н/мкм*.

В направляющей с трением качения между сопряженными деталями устанавливают подшипники качения (рис. 18.52,*д*) или тела качения — шарики (рис. 18.52, *е—к*). Направляющая приводится в движение, например, с помощью зубчатой передачи и гидроцилиндра *7* (рис. 18.52, *з*). В этом случае на перемещаемом звене *6* нарезаны зубья, образующие рейку. При перемещении оси колеса *5* гидроцилиндром *7* оно взаимодействует с неподвижной рейкой *4*, соединенной со станиной *2*, и сообщает движение с удвоенной скоростью звену *6*. Сепаратор *3* шариков *1* жестко связан со штоком гидроцилиндра, благодаря чему обеспечивается определенность движения шариков при их качении.

Показанные на рис. 18.52, *и* охватываемое *6* и охватывающее *2* звенья имеют продольные рабочие дорожки качения для шариков *1*, а в охватывающем звене *2* размещены также каналы, по которым шарики из положения *1'* возвращаются в рабочее положение. В схеме на рис. 18.52, *к* в охватываемой детали размещена втулка *8* из антифрикционного материала (пластмассы), в которой есть каналы для перемещения шариков *1* из положения *1'* в рабочее положение. Рабочая дорожка качения шариков *1* выполнена на вкладыше *7* из материала высокой твердости. В схеме на рис. 18.52, *л* рабочими дорожками качения шариков служат внутренние поверхности на детали *2*, а каналы возврата шариков *1'* выполнены во вкладыше *8* из пластмассы.

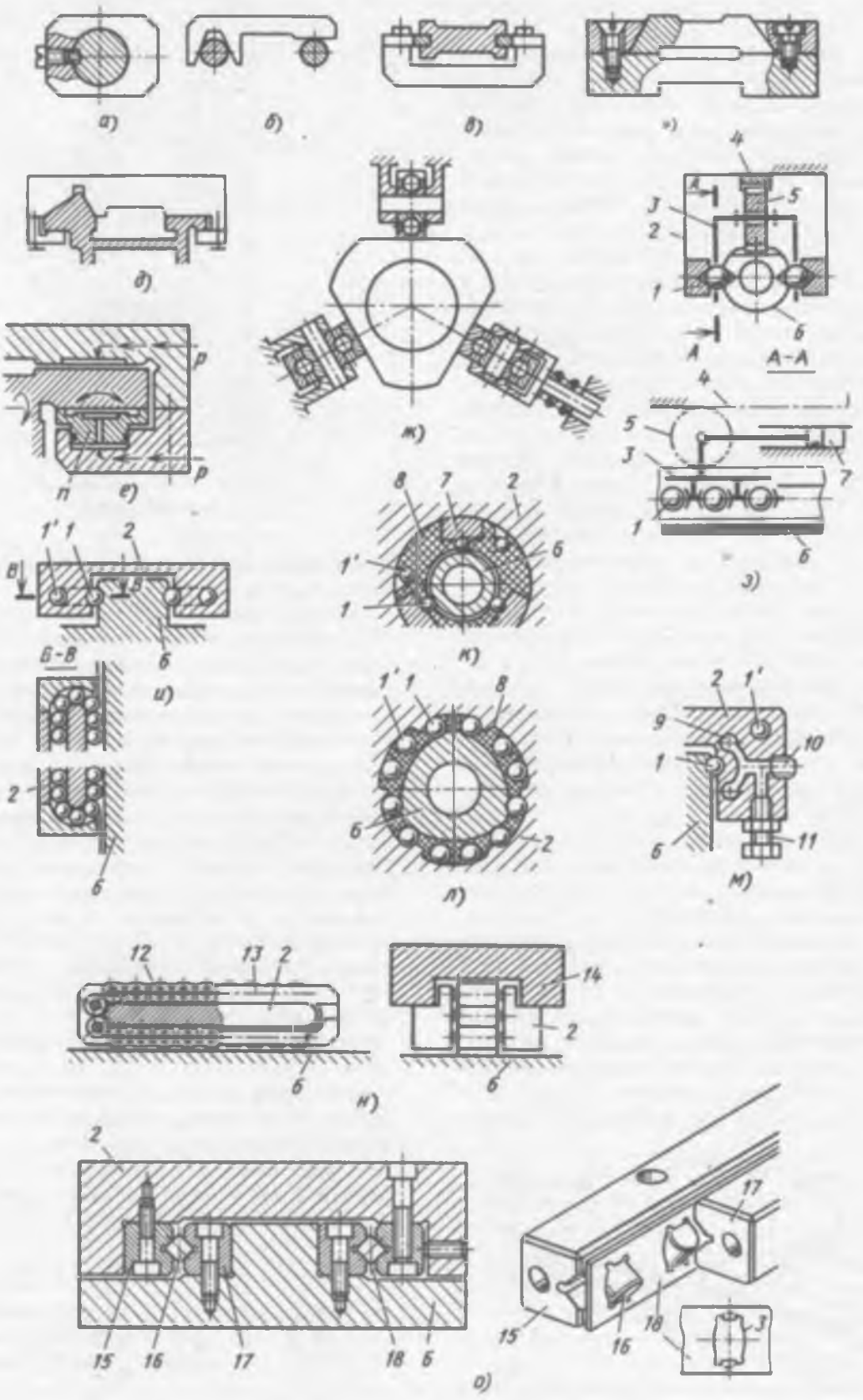


Рис. 18.52. Направляющие опоры

На рис. 18.52, *м* дан пример создания натяга в сочленении деталей *6—1—2*. В детали *2* выполнена камера *9*, заполненная жидкостью. Пробка *10* закрывает отверстие, по которому подается жидкость, а перемещением регулировочного винта *11* обеспечивают давление жидкости, которое распирает камеру *9*, в результате чего шарики *1* прижимаются к детали *6*. Направляющую выполняют также с телами качения в виде роликов (рис. 18.52, *н*, *о*). Ролики *12* (см. рис. 18.52, *н*) взаимодействуют с ползуном *2* и поверхностью направляющей *6*. Оси роликов движутся по замкнутой траектории, определяемой пазом в обойме *13*. К ползуну *2* присоединен стол или суппорт *14*. Изображенные на рис. 18.52,*о* съемные элементы направляющей — бруски *15* и *17* с дорожками качения — выполнены из материала высокой твердости и закреплены соответственно в звеньях *2* и *6*. Оси соседних роликов *16* перекрещиваются под прямым углом. Сепаратор *18* имеет отверстия с эллиптическим контуром, в которых размещены ролики *16*.

Критерием работоспособности направляющих является износостойкость. Рассчитывают направляющие исходя из условия $p \leqslant [p]$, где p и $[p]$ — соответственно расчетное и допустимое давление на трущихся поверхностях. Для чугунных направляющих $[p]=2{,}5 \ldots 3$ МПа. Для направляющих, работающих в условиях абразивного изнашивания, $[p]=0{,}05$ МПа.

Для направляющей с телами качения определяют контактные напряжения $\sigma_н$. При этом для роликовых направляющих обычно принимают $\sigma_н \leqslant 100 \ldots 150$ МПа.

Для направляющих большой длины дорожки качения выполняют в виде специальных накладок прямоугольного или круглого сечения (рис. 18.53). Накладки изготовляют из более износостойкого материала, чем материал станины. Ползун выполнен в виде каретки с четырьмя роликами, прижатыми к накладкам. Ролики удерживаются от осевых

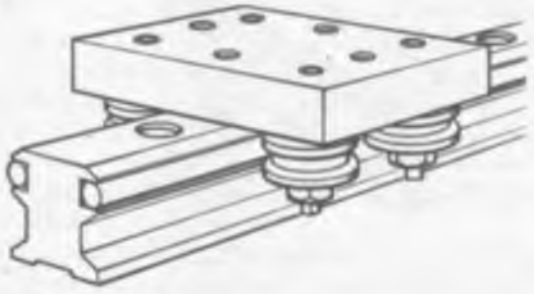


Рис. 18.53. Поступательная пара с направляющей большой протяженности

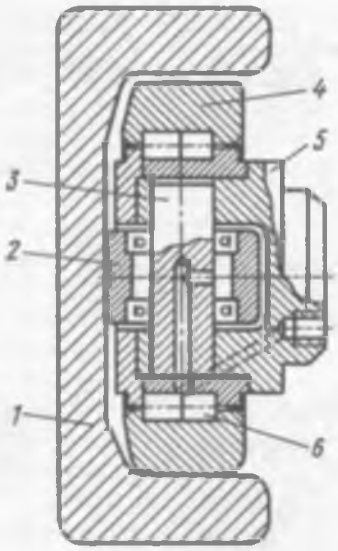


Рис. 18.54. Опорно-направляющий ролик

перемещений ребордами, проскальзывающими вдоль накладок.

Известны также опорно-направляющие ролики, обеспечивающие качение по двум взаимно перпендикулярным плоскостям вдоль линии их пересечения и служащие преимущественно для восприятия нагрузки со стороны одной из плоскостей. На рис. 18.54 приведен пример такого ролика, катящегося по внутренней поверхности балки *1*. Особенность этой конструкции — размещение направляющего колеса *2* внутри опорного колеса *4*. Оси колес взаимно перпендикулярны. Колесо *4* опирается через роликовые подшипники *6* на кронштейн *5*, прикрепленный к перемещаемому агрегату (на рисунке не показан). Внутри кронштейна *5* размещена ось *3*, на которой установлено колесо *2*, которое может вращаться.

В направляющих, обеспечивающих возможность перемещения детали по плоскости в произвольном направлении или перемещение детали вдоль ее оси, а также ее вращение, используют роликовые двухподвижные опоры. На рис. 18.55 дан пример такой опоры. Ролики *2* и *4* в виде усеченных шаров установлены во вращающейся рамке *3* так, что

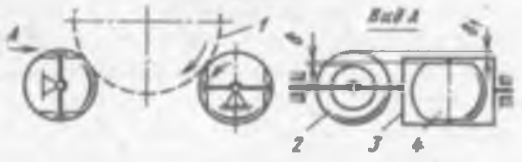


Рис. 18.55. Роликовая двухподвижная направляющая опора

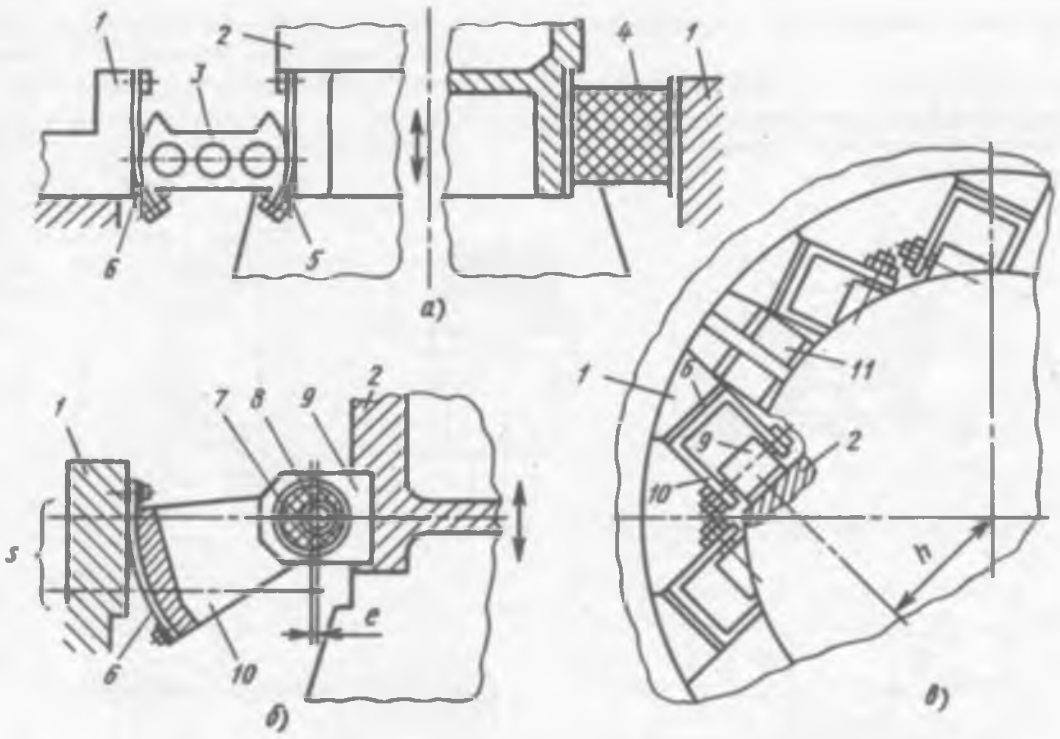


Рис. 18.56. Направляющие подвески вибростенда

оси роликов перекрещиваются под прямым углом. При вращении детали *1* рамка *3* вращается вокруг своей оси, перпендикулярной осям роликов. При осевом перемещении детали *1* вращаются ролики *2* или *4*. Перекрытие профилей роликов δ предусмотрено для непрерывного перекатывания детали с одного ролика на другой. Зазор δ_1 предусмотрен для того, чтобы деталь не касалась рамки.

Для малых периодических перемещений используют направляющие подвески.

На рис. 18.56 показаны направляющие подвески вибростенда, дающие возможность колеблющейся платформе выбростенда перемещаться вдоль одной из осей координат и не допускающие ее перемещений вдоль других осей, а также вращательных движений.

В схеме на рис. 18.56, *а* колеблющаяся платформа *2* соединена с неподвижной станиной *1* несколькими упругими элементами *4*, создающими сопротивление сдвигу при осевых перемещениях платформы. Упругие элементы чередуются с роликами *3*.

Каждый из роликов *3* максимально облегченной конструкции соединен со станиной лентой *6*, а с платформой *2* — лентой *5*. При движении платформы ролики перекатываются без скольжения по лентам, прилегающим к сопряженным деталям, и удерживают платформу *2* на одном и том же расстоянии от станины (соосно со станиной). Геометрические оси всех роликов лежат в плоскости платформы.

Показанный на рис. 18.56, *б* ролик *10* соединен с платформой *2* посредством цилиндрического шарнира, а со станиной — посредством упругой ленты *6*, изготовленной, например, из пропилена. Ролик *10* соединен с платформой *2* упругим шарниром в виде слоя резины *7* между осью *8* ролика и отверстием кронштейна *9*, прикрепленного к платформе. Слой резины создает упругое сопротивление повороту ролика, препятствуя тем самым осевому перемещению платформы в пределах максимального ее хода *s*.

Изменением эксцентриситета *e* устраняют зазоры в кинематических парах, обеспечивают центрирование платформы и создают необходимый поперечный натяг в системе связи платформы со станиной. Лента *6* осуществляет кинематическую связь сопряженных звеньев.

Ролики *10* (рис. 18.56, *в*) ориентированы относительно оси платформы так, что линии действия реакций в направляющих устройствах проходят на некотором расстоянии *h* от оси. Такое расположение наряду с высокой поперечной жесткостью системы обеспечивает ее высокую жесткость в окружном направлении.

Упругие опоры, направляющие и шарниры

Малые перемещения, необходимые, например, для компенсации отклонений от соосности и перекосов звеньев, смягчения ударов и для других целей, обеспечивают с помощью упругих элементов. На рис. 18.57 показаны упругие опоры, воспринимающие радиальные нагрузки.

Между деталями *1* и *3* установлена

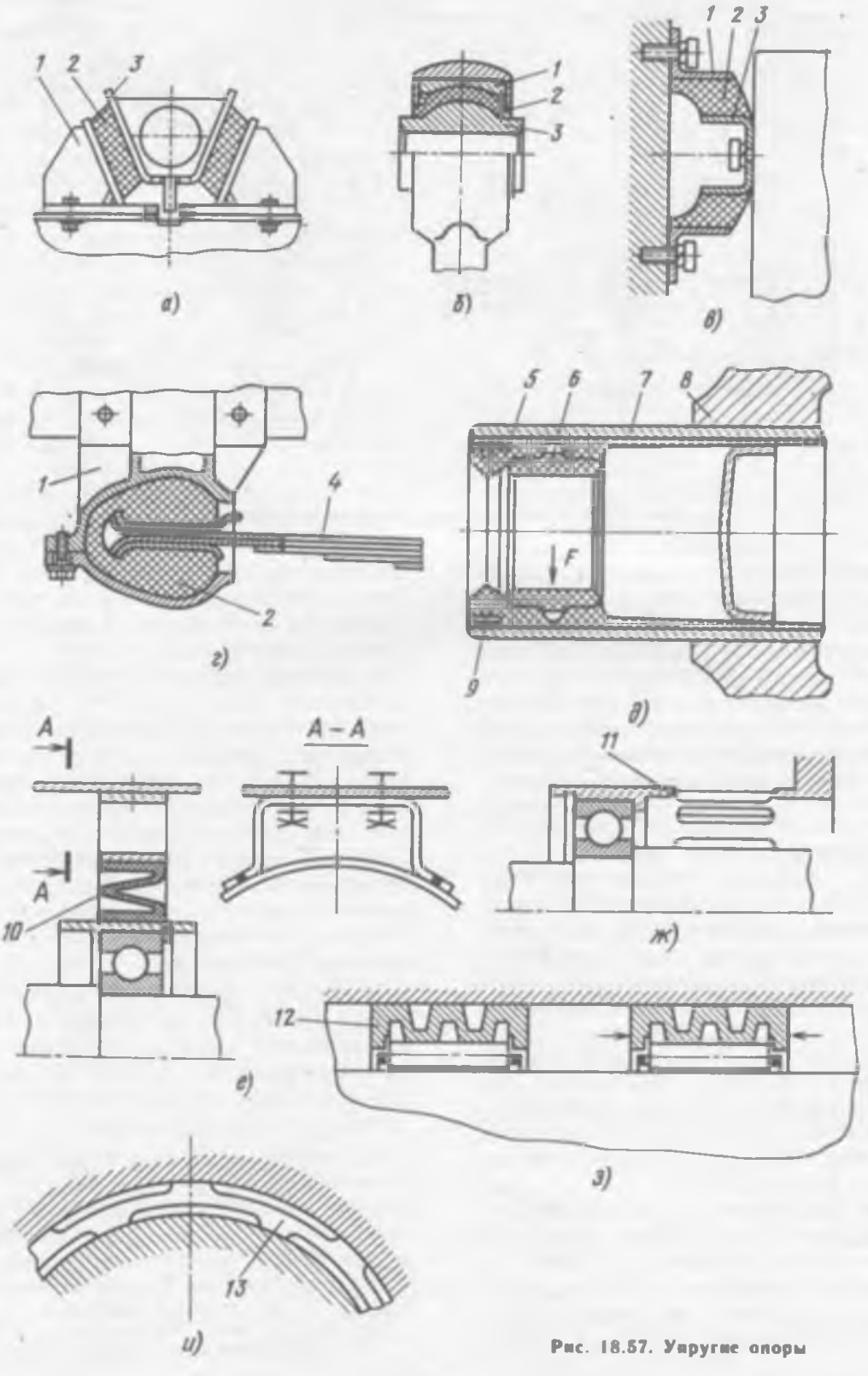


Рис. 18.57. Упругие опоры

резиновая прокладка *2* в виде отдельных элементов, расположенных в направлении действия сил (см. рис. 18.57, *а*) либо по всему периметру (см. рис. 18.57, *б*).

На рис. 18.57, *в* изображен скобочный амортизатор, применяемый для подвески корпусов приборов и машин. Упругая прокладка *2* размещена между уголками *1* и скобой *3*. В упругой опоре рессоры автомобиля, показанной на рис. 18.57, *г*, прокладка *2* размещена в кронштейне *1* и соединена с концом рессоры *4*.

Наибольшую податливость упругой опоры обеспечивают путем выбора материала и формы прокладки, а также формы сопряженных с ней деталей.

Показанная на рис. 18.57, *д* центрирующая упругая опора, используемая в упругой муфте, выполнена в виде консольно закрепленной в полумуфте *8* тонкостенной трубки *7*. Внутри трубки имеется эластомерный слой *5*, удерживающий втулку *6* из сополимера ацетата. Периферийная часть слоя *5* имеет уплотнительную кромку, поджимаемую к сопряженной детали пружиной *9*. Упругость в направления действия силы F обеспечена благодаря консольной конструкции опоры и подбору соответствующего материала. В схеме на рис. 18.57, *е* в упругой опоре вала карданной передачи автомобиля подшипник установлен на гофрированном эластичном элементе *10*.

На рис. 18.57, *ж* изображена опора, выполненная в виде тонкостенной оболочки *11* с прорезями. В игольчатом подшипнике, показанном на рис. 18.57, *з*, сжимая упругое гофрированное кольцо *12* в осевом направлении, устраняют радиальные зазоры (на рисунке слева и справа). Такая опора допускает небольшие радиальные упругие перемещения.

Показанное на рис. 18.57, *и* упругое тонкостенное кольцо *13* имеет выступы для центрирования и перегородки, а полости между перегородками и поверхностями сопряженных деталей заполнены смазочным материалом. При деформировании кольца смазочный материал в результате его перемещения оказывает демпфирующее действие. Упругие направляющие обеспечивают поступательное перемещение звена благодаря упругости деталей, посредством которых оно присоединено к стойке.

Звено *2* (рис. 18.58, *а*) присоединено к стойке плоскими пружинами *1* и *3*, допускающими небольшие поступательные перемещения звена (показано штриховыми линиями). Увеличение хода звена *2* достигается

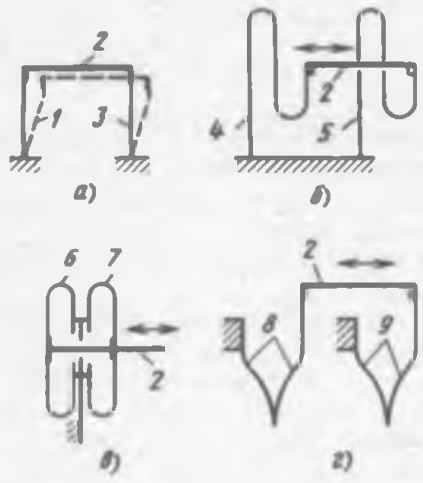


Рис. 18.58. Упругие направляющие

путем уменьшения жесткости пружин *4* и *5* (рис. 18.58, *б*) и придания им змеевидной формы.

Поступательного прямолинейного движения звена *2* (рис. 18.58, *в*) можно достичь, присоединив его к стойке посредством симметричных относительно этого звена пружин *6* и *7* или подобрав соответствующую форму и жесткость элементов составных пружин *8* (рис. 18.58, *г*) и *9*, а также используя в качестве упругих элементов диафрагмы (рис. 18.59).

На рис. 18.59, *а* показана опора для направляющей в виде мембраны *1* с круговыми гофрами. Такая опора допускает упругие перемещения по трем осям и повороты вокруг двух осей присоединенной к ней детали *2*. Ограничен обычно только поворот детали *2* вокруг оси. Наибольшие перемещения детали осуществляются обычно вдоль оси (см. стрелки).

На рис. 18.59, *б* изображена опора в виде плоской диафрагмы *3* с прорезями. Наименьшая жесткость опоры имеет место вдоль оси, перпендикулярной плоскости диафрагмы.

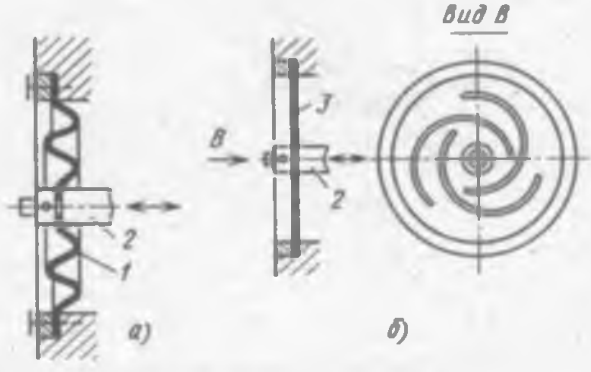


Рис. 18.59. Опоры в виде диафрагмы

Опора допускает перемещения вдоль оси, а также перекосы оси, присоединенной к ней детали *2*. Такие опоры используют в вибровозбудителях и приборах.

Упругими выполняют иногда шарниры в механизмах. Их применяют для сравнительно небольших точных перемещений, когда важно не иметь зазоров в соединениях и необходимо иметь постоянное силовое замыкание звеньев.

Крестообразный шарнир (рис. 18.60, *а*) имеет упругие пластины *3*, соединяющие звенья *1* и *2*. Пластины расположены под прямым углом друг к другу и обеспечивают поворот звеньев *1* и *2* вокруг оси *x*.

На рис. 18.60, *б* приведен вариант подвески звена *2* относительно звена *1*, обеспечивающий их относительный поворот вокруг оси *y*.

На рис. 18.60, *в* показано клеммовое соединение, у которого охватывающая деталь состоит из частей *1* и *2*, соединенных упругой перемычкой *O*. При стягивании частей *1* и *2* они поворачиваются вокруг центра перемычки *O* и зажимают охватываемую деталь *4*.

Упругий шарнир в устройстве зажима резца *4* (рис. 18.60, *г*) имеет тонкую перемычку *O*, обеспечивающую поворот звена *1* относительно звена *2* при воздействии на звено *1* кулачка *5*.

На рис. 18.60, *д* изображено устройство, в котором платформа *8* перемещается при относительном сближении звеньев *6* и *7*. Все шарниры выполнены в виде перемычек *A*, *B*, *C* и *D*.

На рис. 18.60, *е* показан кривошипно-коромысловый механизм, у которого коромысло *10* соединено со стойкой *9* и с шатуном *11* перемычками *E* и *F*. Кривошип *12* выполнен в виде эксцентрика.

Показанная на рис. 18.60, *ж* подвеска зеркала *14* сканирующего механизма выполнена в виде торсиона *13* прямоугольного

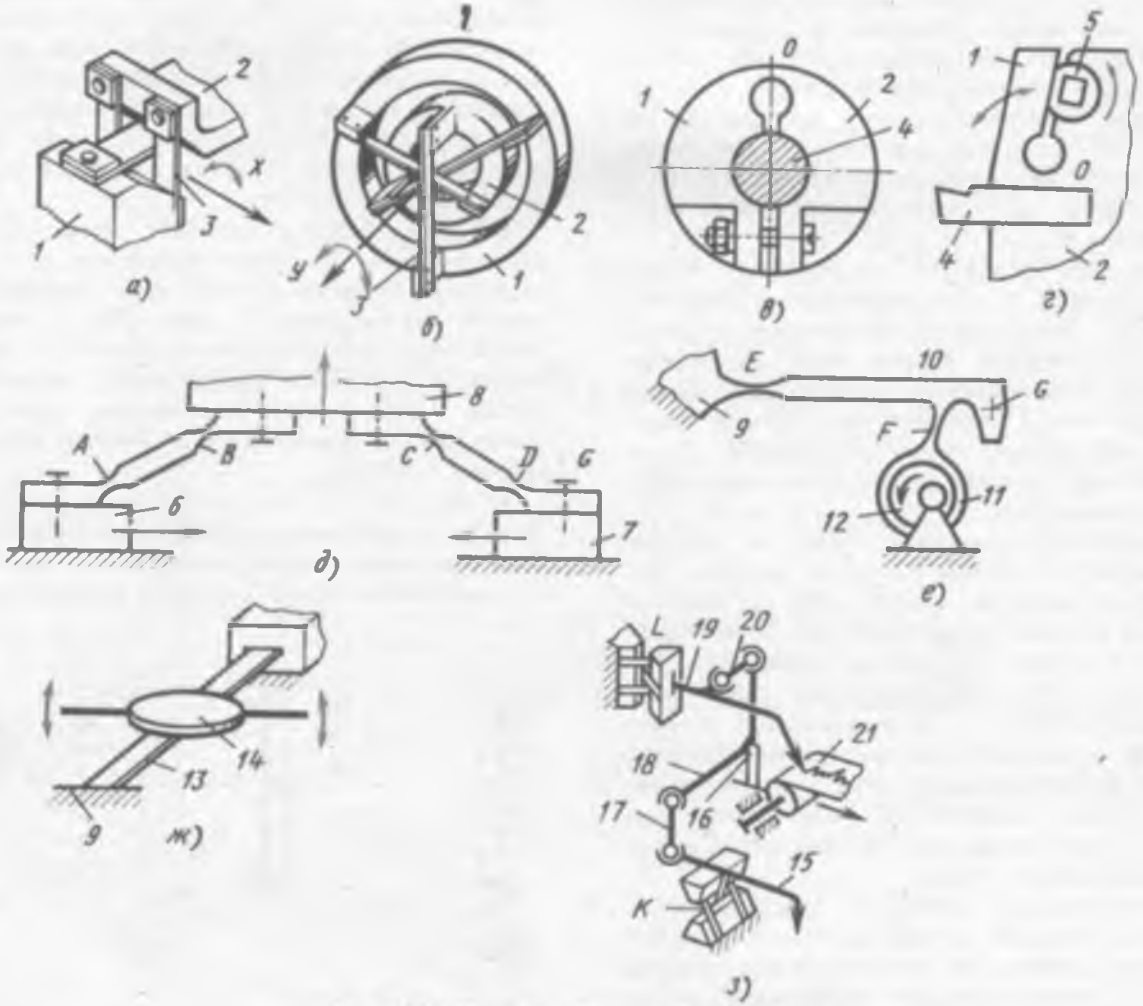


Рис. 18.60. Упругие шарниры в механизмах

сечения. Такое исполнение допускает покачивание зеркала вокруг продольной оси торсиона.

На рис. 18.60, *з* приведен пример механизма виброметра, ряд звеньев которого соединен со стойкой упругими шарнирами. Щуп виброметра установлен на качающемся рычаге *15*. Опора *K* рычага упругая в виде расположенных под углом гибких пластин (см. рис. 18.60, *а*). Измеряемые смещения через стержень *17* (см. рис. 18.60, *з*), рычаг *18* и стержень *20* передаются пишущему рычагу *19*. Опора *L* рычага имеет то же исполнение, что и опора *L*. Опора рычага *18* упругая из одной гибкой пластины *16*.

На рис. 18.61 представлены конструктивные решения кинематических цепей с упругими кинематическими парами в виде перемычек и шеек. Такие цепи используют при параллельном их размещении в механизмах точного манипулирования. Например, конструкция, показанная на рис. 18.61, *б*, соответствует схеме механизма с тремя степенями свободы (см. рис. 10.13, *м*). Упругие пары *A*, *B*, *C* эквивалентны одноподвижным вращательным парам, а пары *O*, *D*, *E* эквивалентны двухподвижным сферическим парам (см. на рис. 18.61, *а* кинематические пары с теми же обозначениями). В качестве привода в кинематических цепях использованы линейные двигатели F и F_1, устанавливаемые между элементами *2* и *3*, *OC* и *CA*. Упругость пар кроме функций шарниров обеспечивает также силовое замыкание двигателей, которые могут только раздвигать связанные с ними элементы. Стягивают, возвращают элементы в исходное положение упругие пары.

В механизме, показанном на рис. 18.61, *б*, двигатель *F* через рычаг *DBA* и звенья *AC* и *CO* сообщает движение столику *1*. Совместное или раздельное включение двигателей, установленных в параллельных кинематических цепях, обеспечивает перемещение столика вдоль оси *z* или его повороты φ_x, φ_y вокруг оси *x*, *y* соответственно. Корректирующее движение сообщается двигателем F_1. Относительный поворот звеньев *OC* и *CA* приводит к изменению длины *AO* на величину Δz (см. рис. 18.61, *а*), на эту же величину изменяется перемещение центра пары *O* и соответственно перемещение столика *1*. От внешней среды механизм защищен гибкой оболочкой *4*. Перемычка *A* и шейка *O* характеризуются одинаковой изгибной жесткостью, что позволяет исключить возникновение поперечной сдвигающей силы в шейке *O*.

18.3. СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ

Назначение соединительной муфты — передача вращающего момента от одного вала другому без изменения угловой скорости. При этом предусматривается соединение валов с параллельными осями и валов с пересекающимися осями либо компенсация погрешностей установки валов (отклонение от соосности). Различие используемых при этом решений обусловлено значениями межосевых расстояний, углов между осями или отклонений от соосности, а также постоянством или переменностью этих значений при вра-

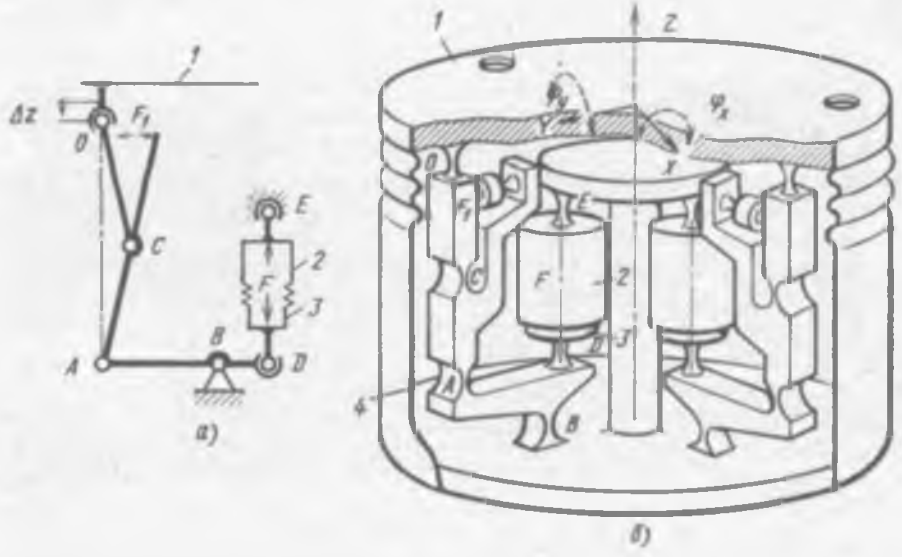


Рис. 18.61. Кинематические цепи с упругими кинематическими парами в манипуляторе

щении валов. В соединительной муфте могут быть обеспечены смягчение динамических нагрузок, поглощение энергии колебаний, предохранение от перегрузок.

К соединительным муфтам могут быть отнесены не только устройства, соединяющие валы, но и устройства, соединяющие невращающуюся деталь, например центральное колесо планетарной передачи, с корпусом, поскольку при этом воспринимается момент и компенсируются отклонения от соосности, хотя и при отсутствии вращения.

Жесткие подвижные и компенсирующие муфты

Одна из распространенных подвижных муфт — это *карданная передача* (название «передача» обусловлено тем, что, по существу, она состоит из кинематических соединений, каждое из которых преобразует параметры движения, хотя в целом она предназначена для выполнения функций соединительной муфты).

Карданная передача (рис. 18.62, *а*, *б*) имеет входное *2*, промежуточное *4* и выходное *6* звенья, соединенные между собой двухподвижными кинематическими соединениями, эквивалентными двухподвижным сферическим кинематическим парам, и стойку *1*. В каждом из этих соединений использованы цилиндрические шарниры *A*, *B* и *C*, *D*, оси которых пересекаются под прямым углом. В каждом соединении содержится промежуточное звено (*3* и *5*) в виде крестовины. Такое соединение называют универсальным шарниром.

Каждое соединение характеризуется переменным мгновенным передаточным отношением $d\varphi/d\psi$, где φ и ψ — углы поворота звеньев (см. рис. 18.62, *а*, *б*).

Если соединить последовательно звенья *2*, *4* и *6* посредством двух универсальных шарниров так, что узлы δ между осями в каждом из соединений будут одинаковыми, а вилки звена *4* будут расположены в одной плоскости, то получится карданная передача с постоянным передаточным отношением, равным единице. Этому условию удовлетворяют схема для параллельных осей звеньев *2* и *6* (см. рис 18.62, *а*) и схема для пересекающихся осей звеньев *2* и *6* (см. рис. 18.62, *б*).

На рис. 18.62, *в* приведено конструктивное решение одного из универсальных шарниров. Между шипами крестовины *3* и поверхностью вилок звеньев *2* и *4* размещены игольчатые подшипники *7*, защищенные уплотнениями *8*.

На рис. 18.62, *г* дано конструктивное решение карданной передачи, звенья которой

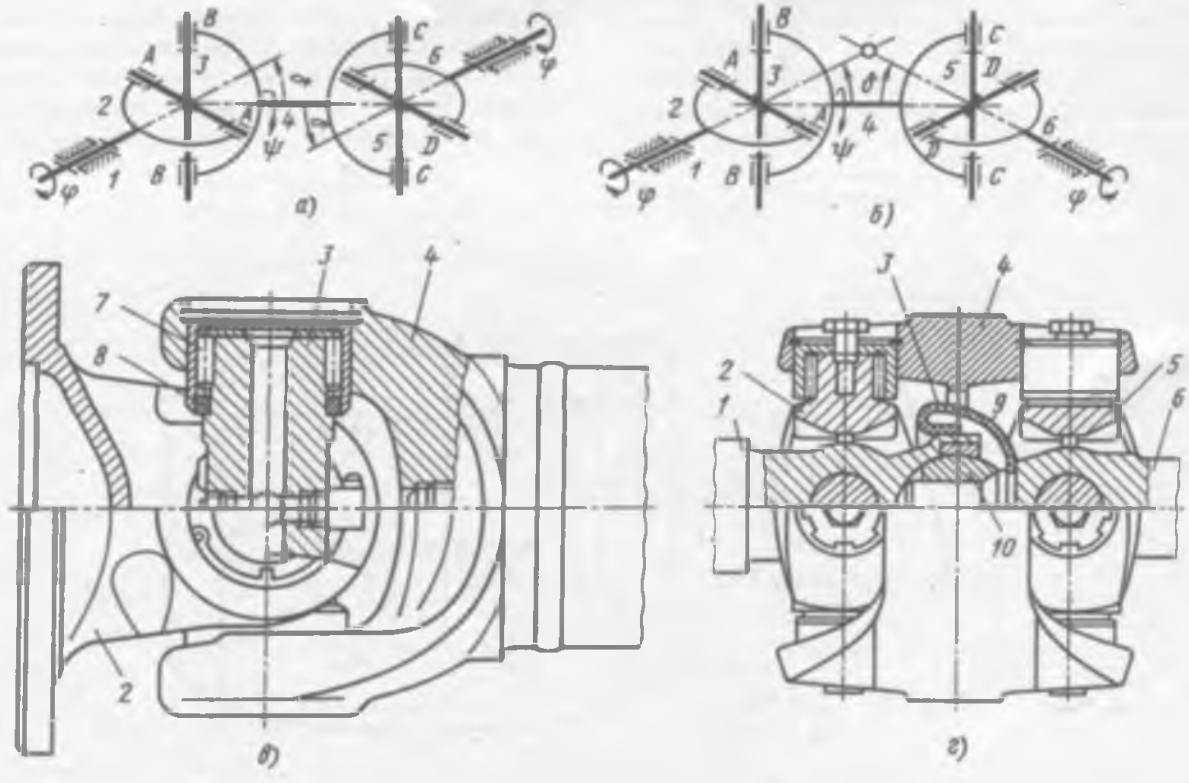


Рис. 18.62. Карданные передачи

2, 3, 4, 5 и *6* соединены так же, как в схеме на рис. 18.62, *б*, но еще имеется шарнирное соединение валов *2* и *6*. Поскольку сферический шарнир *10* при изменении угла между осями валов перемещается еще вдоль шипа вала *6*, то может быть обеспечено лишь приближенное равенство углов δ (см. рис. 18.62, *б*), а следовательно, и приближенное синхронное вращение валов.

Карданную передачу применяют для передачи вращающего момента между валами, межосевые расстояния или углы перекоса которых значительны (угол перекоса до 30—35°), причем эти расстояния или углы могут быть переменными. При изменении межосевого расстояния требуется компенсация изменения длины промежуточного звена *4* (см. рис. 18.62, *а*), которая обычно осуществляется с помощью подвижного шлицевого соединения (см. рис. 18.14, *л*).

В современных машинах используют целый ряд конструктивных решений — аналогов универсального шарнира и карданной передачи. К ним относятся: шарнирная муфта; шарнирная сдвоенная муфта, муфта в виде сферической двухподвижной кинематической пары — «сферический шарнир с пальцем»; шаровая синхронная муфта — аналог универсального шарнира, но без присущего ему недостатка — переменности передаточного отношения; зубчатая компенсирующая муфта, которая позволяет компенсировать обычно лишь отклонения от соосности, обусловленные погрешностями изготовления, монтажа или деформации при нагружении, в то время как муфты, представленные на рис. 18.62—18.66, служат чаще для соединения валов с заданными межосевым расстоянием и (или) углом перекоса их.

Шарнирная муфта (рис. 18.63) предназначена для соединения валов с пересекающимися осями, содержит две вращательные кинематические пары. По характеру относительного движения звеньев она обычно эквивалентна сферической двухподвижной паре (рис. 18.63, *а, г, д, е, ж*). Имеются шарнирные муфты, компенсирующие кроме перекосов и отклонения от соосности валов осевое перемещение элементов муфт (рис. 18.63, *з, и*).

В схеме на рис. 18.63, *а* звенья *1* и *3* соединены промежуточным звеном *2* с помощью вращательных пар *A* и *B*. При наличии зазоров кинематические пары *A* и *B*, по существу, являются двухподвижными и передают вращательный момент *T* (рис. 18.63, *б, в*). Силы *F*, пара которых уравновешивает момент *T*, воспринимаются соприкасающимися цилиндрическими поверхностями звеньев *4* (см. рис. 18.63, *б*), *5* или соприкасающимися торцовыми плоскими поверхностями звеньев *6* (см. рис. 18.63, *в*). Одна из схем, представленных на рис. 18.63, *б, в*, может получаться и при отсутствии зазоров, но при существенном различии жесткостей элементов (например, рис. 18.63, *б* соответствует случаю, когда жесткость цилиндрического сочленения значительно больше жесткости торцевого сочленения).

На рис. 18.63, *г* валы *1* и *3* соединены посредством вкладышей *9*. Вкладыш образует с валами *1* и *3* цилиндрические кинематические пары, оси которых пересекаются под прямым углом.

Конструктивная особенность шарнирной муфты заключается в сочетании цапф малого диаметра d_1 и большого диаметра d_2 при размещении одних цапф внутри других. Для удобства сборки и разборки служат крышки *10*, которые имеют внутренние поверхности, соприкасающиеся с поверхностями вкладыша. Для защиты трущихся пар от пыли служит чехол *8*.

Схема на рис. 18.63, *д* является конструктивной разновидностью схемы на рис. 18.63, *а*. Промежуточное звено *11* представляет собой тело, образованное пересечением двух цилиндрических поверхностей K_1 и K_2 — элементов кинематических пар *1—11* и *3—11*. Промежуточное звено *11* может иметь перемещения s_x и s_y соответственно относительно звеньев *1* и *3*, благодаря чему возможна компенсация отклонений от соосности валов, как в двухкулисном механизме (рычажный четырехзвенный механизм, в состав которого входят две кулисы, в данном случае звенья *1* и *3*). Передача сил осуществляется так же, как в схеме на рис. 18.63, *б*.

На рис. 18.63, *г* и *д* показаны варианты конструктивных решений универсального шарнира.

На рис. 18.63, *е* и *ж* представлены исполнения шарнирной муфты, также выполненные в соответствии со схемой на рис. 18.63, *а* и используемые при сравнительно небольших моментах и высокой частоте вращения. Их отдельные элементы изготовляют из пластмасс.

Муфта, показанная на рис. 18.63, *е*, имеет промежуточное звено *12* в виде шара с пазами. Выступы соединяемых деталей *1* и *3* взаимодействуют с поверхностями пазов своими торцовыми поверхностями.

В схеме на рис. 18.63, *ж* шар *16* имеет отверстия, в которых размещены шипы пластин *13*. Одна пара пластин с помощью

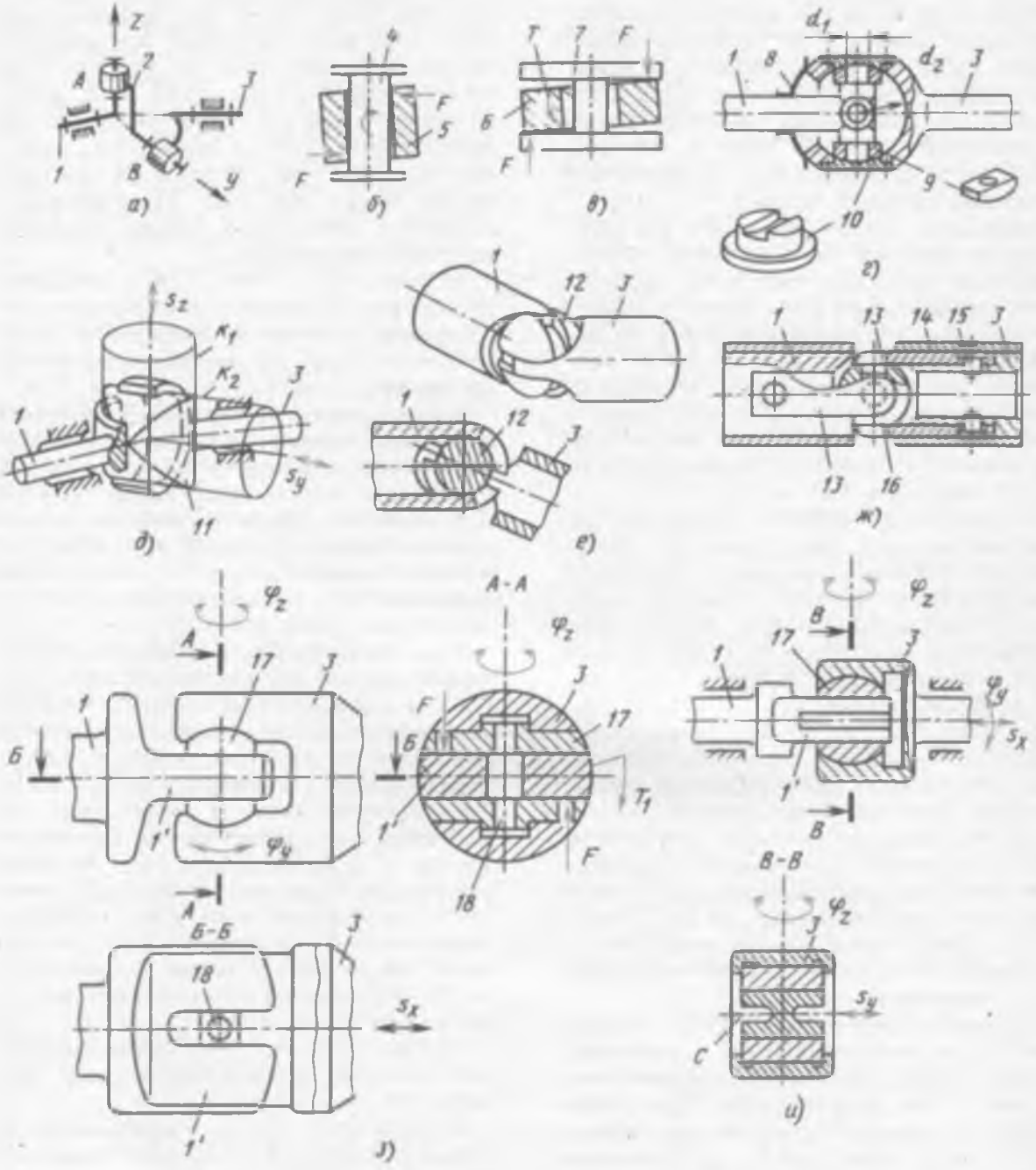


Рис. 18.63. Шарнирные муфты

штифтов *15* закреплена в продольных пазах одной из соединяемых деталей *3*, другая пара закреплена на другой детали *1*. Пластины удерживаются в пазах соединяемых деталей посредством оболочек *14*. Вместе с соединенными деталями пластины образуют вилки универсального шарнира, а роль крестовины выполняет шар *16*. Передача сил осуществляется так же, как в схеме на рис. 18.63, *б*.

В схеме на рис. 18.63, *з* между звеньями *1* и *3* установлены вкладыши *17* с цилиндрической поверхностью. Они образуют со звеном *3* вращательную пару (см. рис. 18.63, *б*). Ось второй пары *18* (см. рис. 18.63, *з*) установлена в пазу вилки *1'* звена *1* так, что может осуществлять перемещение s_x. Соотношение зазоров обеспечивает передачу сил торцовыми плоскими поверхностями. Муфта допускает относительные повороты φ_x и φ_y

звеньев. Она применяется в тяжелонагруженных машинах (например, в прокатных станах). Ось *18* служит для восприятия веса звена *3* при использовании муфты в пятиподвижном кинематическом соединении — карданной передаче.

В схеме на рис. 18.63, *и* вкладыши *17* образуют с валом *3* цилиндрическую одноподвижную пару, а с валом *1* — плоскостную двухподвижную пару. Муфта эквивалентна четырехподвижному вращательно-поступательному кинематическому соединению: возможные перемещения обозначены φ_y, φ_z, s_y и s_z. Перемещение s_y не может быть реализовано при вращении муфты.

Хвостовик *1'* вала *1* имеет выемки *C*, которые позволяют благодаря упругости хвостовика более равномерно распределять давление между взаимодействующими звеньями при передаче вращающего момента.

Шарнирная сдвоенная муфта (рис. 18.64) предназначена для соединения валов с пересекающимися или перекрещивающимися осями и выполнена в виде двух взаимосвязанных шарнирных муфт, у которых отдельные элементы выполнены взаимосовмещенными.

На рис. 18.64, *а* приведены обозначения классов кинематических пар: *V* — одноподвижная пара; *IV* — двухподвижная пара. При указанном сочетании отсутствуют избыточные связи.

На рис. 18.64, *б* и *в* показана шарнирная сдвоенная муфта соответственно в собранном и разобранном виде. Между валами *1* и *5* (см. рис. 18.64, *б*) установлены вкладыши *2*, *3* и *4*. Вкладыши *2* и *4* образуют с валами и с вкладышем *3* цилиндрические пары. Зазоры в парах *1—2* и *4—5* обеспечивают передачу сил цилиндрическими поверхностями, а зазоры в парах *2—3* и *3—4* — торцовыми плоскими поверхностями (см. соответственно рис. 18.64, *б* и *в*).

На рис. 18.65 изображено простейшее конструктивное исполнение *муфты в виде сферического шарнира*. Эту муфту применяют в маломощных приводах. Она позволяет передавать вращающий момент между деталями *2* и *5* при перекосе их осей. С деталью *2* жестко соединена сферическая головка *1*. На поверхности головки *1* выполнены пазы-дорожки качения под шарики *4*. Шарики установлены в гнездах детали *5* и удерживаются от выпадания деталью *3*, которая неподвижно соединена с деталью *5*. Детали *3* и *5* образуют внутреннюю сферическую поверхность, охватывающую сферическую поверхность детали *1*. Шарики *4* допускают поворот детали *1* при перемещении их вдоль пазов и препятствуют вращению ее вокруг своей оси. Этой муфте присущ недостаток универсального шарнира: передаточное отношение изменяется в процессе одного оборота.

Шаровая синхронная муфта (рис. 18.66) служит для соединения валов с пересекающимися осями и передает вращающий момент посредством шаров, размещенных в же-

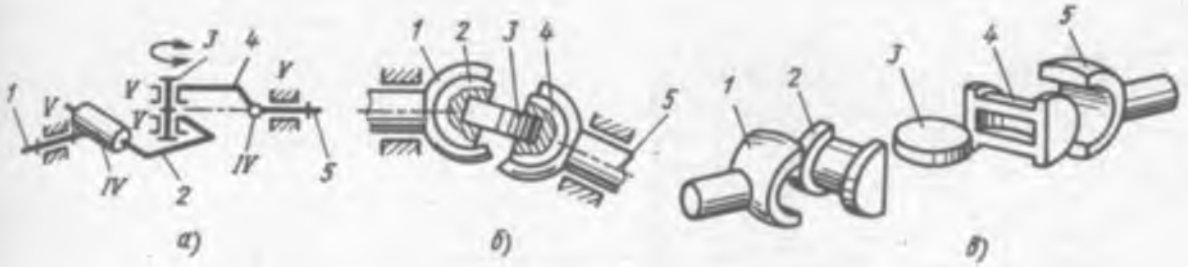


Рис. 18.64. Шарнирная сдвоенная муфта

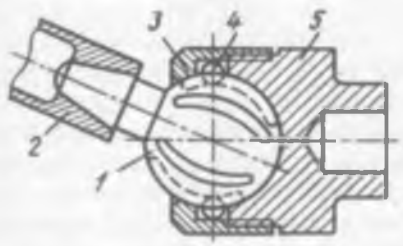


Рис. 18.65. Сферическая двухподвижная кинематическая пара

лобах соединяемых валов и удаленных от осей валов на одинаковое расстояние. Она представляет собой трехзвенный механизм с высшими кинематическими парами (рис. 18.66, *а*, *б*, *в*). Шары *3* размещены в желобах соединяемых звеньев *1* и *2*. Оси звеньев пересекаются под углом β (см. рис. 18.66, *а*, *б*). Обычно $\beta \leqslant 35 \ldots 40^\circ$. Благодаря специальному профилю пазов (см. рис. 18.66, *а*) или с помощью сепаратора *4* (см. рис. 18.66, *б*), перемещаемого при изменении угла β, центры

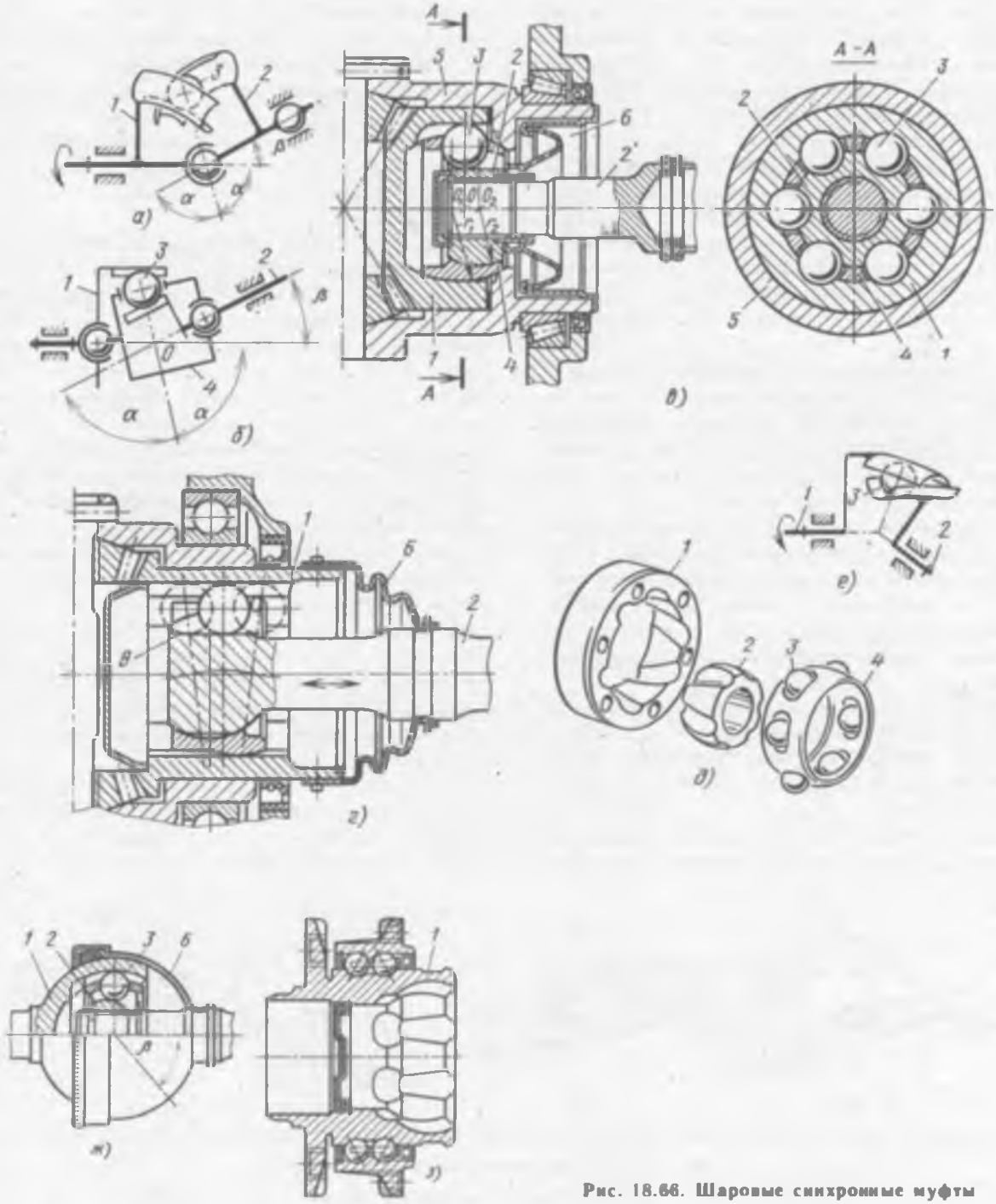


Рис. 18.66. Шаровые синхронные муфты

шаров ориентированы все время в одной плоскости, удаленной от осей соединяемых деталей на одинаковые расстояния. Эта плоскость наклонена к каждой из осей под углом $\alpha = (\pi - \beta)/2$. Такая ориентация шаров обеспечивает приближенно синхронное вращение соединяемых валов, чего не обеспечивает, например, шарнирная муфта и другие подобные устройства.

На рис. 18.66, *в* показана муфта, встроенная в корпус *5* дифференциального механизма. Кинематическая схема муфты приведена на рис. 18.66, *б*. Одна из полумуфт *1* выполнена (см. рис. 18.66, *в*) как одно целое с коническим колесом. Вторая полумуфта *2* соединена с выходным валом *2'*. В пазах обоих полумуфт установлены шары *3*. Шары ориентируются с помощью сепаратора *4*,

который взаимодействует со сферическими поверхностями обеих полумуфт. Центры сферических поверхностей O_1 и O_2 расположены симметрично относительно точки O — пересечения оси с плоскостью расположения центров шаров. При относительном повороте осей звеньев *1* и *2* поверхности пазов воздействуют на шары, вследствие чего шары перемещаются и увлекают за собой сепаратор. При этом шары расположены так, как показано на рис. 18.66, *а*, *б*. Муфта защищена от внешней среды уплотнением *6* (см. рис. 18.66, *в*).

На рис. 18.66, *г* изображено исполнение муфты, в которой допускается осевое перемещение звена *2* относительно звена *1*, вследствие того что сепаратор может перемещаться вместе со звеном *2* и поворачиваться относительно него. Пазы *B* для шаров на звене *2* выполнены криволинейными для обеспечения ориентации плоскости расположения шаров при перекосах.

В схеме на рис. 18.66, *д*, *е* [8] муфта имеет попарно симметрично расположенные винтовые пазы на охватываемой *2* и охватывающей *1* деталях. Перекрещивающиеся пазы удерживают шары в положении, показанном на рис. 18.66, *б*, при перекосах звеньев *1* и *2*. Сепаратор *4* центрируется обычно в детали *1* и может перемещаться в осевом направлении. Такая муфта допускает перекосы и осевые перемещения соединяемых деталей, что обусловлено расположением шаров *3* в пазах, перекрещивающихся в окружном сечении (см. рис. 18.66, *е*). Выполняют также муфты с пазами, перекрещивающимися в осевом сечении (см. рис. 18.66, *а*), но в них соединяемые звенья не могут перемещаться относительно друг друга в осевом направлении. Кроме того, муфта, показанная на рис. 18.66, *а*, допускает значительные перекосы лишь при расположении осей звеньев *1* и *2*, а также центра шара в одной плоскости. При других условиях угол перекоса ограничен непредусмотренным контактом деталей *1* и *2*.

На рис. 18.66, *ж* показана широко распространенная муфта [8], у которой ориентация шаров достигается благодаря переменному по длине сечению пазов, выполненных на сферических поверхностях охватываемой *2* и охватывающей *1* деталей. Сечение паза на одной детали сужается по длине, на другой — увеличивается. При перекосе деталей имеется только одно положение шара *3*, при котором форма и площадь общего сечения пазов удобны для его размещения. Это положение соответствует условию синхронности вращения звеньев (см. рис. 18.66, *а* и *б*). В процессе перекоса шар вытесняется из сечения с меньшей площадью в сечение с увеличивающейся площадью. В современных конструкциях (см. рис. 18.66, *ж*) достигается угол $\beta = 40 \ldots 47°$. Муфта защищена от внешней среды кожухом *6* в виде сферической оболочки. На рис. 18.66, *з* показан вариант конструкции, охватывающей детали *1* муфты, выполненной в соответствии со схемой на рис. 18.66, *ж*.

Зубчатая компенсирующая муфта (рис. 18.67) состоит из сопряженных зубчатых колес с одинаковым числом внешних и внутренних зубьев и обеспечивает компенсацию погрешностей расположения осей валов. Ее выполняют в виде двух (рис. 18.67, *а*) и трех (рис. 18.67, *б*) сопряженных деталей. В схеме на рис. 18.67, *а* каждое из зубчатых колес непосредственно закреплено на одном из концов соединяемых валов. В схеме на рис. 18.67, *б* между двумя полумуфтами *1* и *3* установлено промежуточное звено *2* в виде втулки с внутренними зубьями.

Зубья выполняют короткими цилиндрическими (рис. 18.67, *а*, *б*, *в*) или бочкообразными (рис. 18.67, *г*, *е*) или с продольной модификацией в виде ломаной прямой (рис. 18.67, *д*, *е*). Боковой зазор j_t между зубьями допускает небольшой перекос сопряженных звеньев. При одинаковом заданном угле перекоса γ для цилиндрических зубьев (см. рис. 18.67, *в*) требуется больший зазор j_t, чем для бочкообразных зубьев (см. рис. 18.67, *г*). Варианты модификаций зубьев, приведенные на рис. 18.67, *д* и *е*, допускают линейчатый контакт зубьев при определенных, строго фиксированных углах перекоса.

Муфта, показанная на рис. 18.67, *а*, компенсирует только перекос звеньев, а муфты, показанные на рис. 18.67, *б* и *е*, кроме перекосов компенсируют отклонение от соосности, причем чем больше расстояние *l*, тем большее отклонение от соосности можно компенсировать.

На рис. 18.67, *ж* изображена муфта, соединяющая звенья *4* и *10*, с цилиндрическими внутренними зубьями. На промежуточном валу *7* закреплены полумуфты *5* и *9* с бочкообразными зубьями. Сопряженные звенья защищены от внешней среды уплотнениями *6* и *8*. Звено *7* выполнено самоустанавливающимся в осевом направлении. Его положение с одной стороны определено сферическими элементами *15*, *14*, с другой — сферическими элементами *12*, *11*. Силовое замыкание осуществляется пружиной *13*.

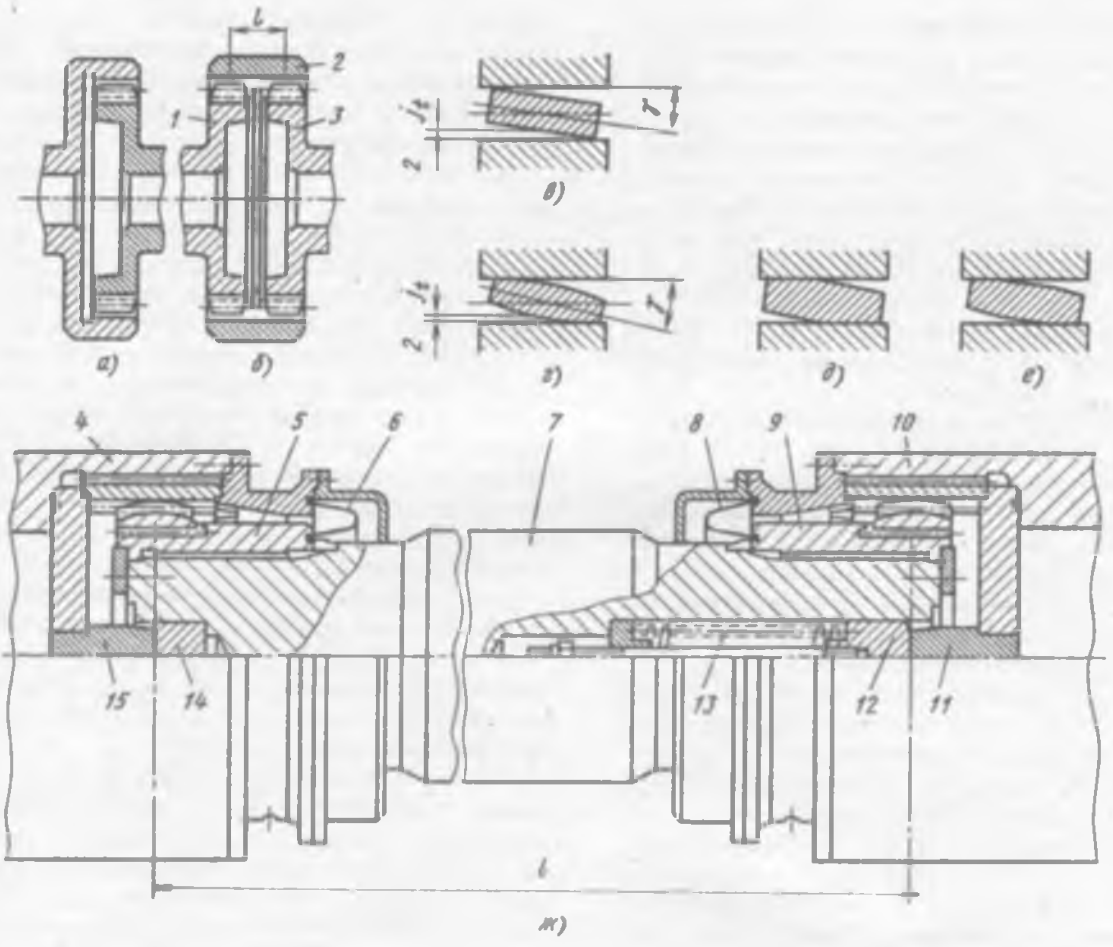


Рис. 18.67. Зубчатые компенсирующие муфты

Упругие компенсирующие муфты

Упругая муфта (рис. 18.68) обеспечивает соединение валов и передачу вращающего момента между ними с помощью упругого элемента. Она состоит из двух полумуфт *1* (рис. 18.68, *а*) и *3*, закрепленных на концах валов, а также упругого элемента, установленного между полумуфтами. Упругий элемент выполняют в виде эластичного диска *2* (см. рис. 18.68, *а*), торовой резиновой оболочки *4* (рис. 18.68, *б*), резиновых втулок *5* (рис. 18.68, *в*), стальной змеевидной пружины *6* (рис. 18.68, *г*), эластичных вкладышей *8*, *9* (рис. 18.68, *е*, *ж*), работающих на сжатие или изгиб.

Упругая муфта кроме компенсации погрешностей установки валов позволяет смягчать ударные нагрузки и демпфировать колебания. Муфты со змеевидной пружиной (см. рис. 18.68, *г*) и с телескопическими пружинными элементами (рис. 18.68, *з*) характеризуются нелинейной зависимостью между вращающим моментом и углом относительного поворота валов. Благодаря этому можно избегать резонансных колебаний. Благодаря трению между элементами муфты происходит рассеяние энергии колебаний.

Муфта, показанная на рис. 18.68, *д* имеет в качестве упругих элементов винтовые пружины *7*, установленные между соединяемыми деталями *1* и *3*. Такая муфта служит в основном для снижения крутильной жесткости при небольших перекосах и несоосности.

На рис. 18.68, *з* изображена муфта «плавающего» центрального колеса *2* планетарной зубчатой передачи, соединенного с корпусом *1*. Муфта имеет телескопические пружинные элементы *10*, огибающие жесткие вкладыши *11*.

Изображенный на рис. 18.68, *и* упругий элемент *12* выполнен в виде эластичной крестообразной пластины, у которой противолежащие концы загнуты и соединены с одной из полумуфт. Другие концы соединены с другой полумуфтой. Исполнение

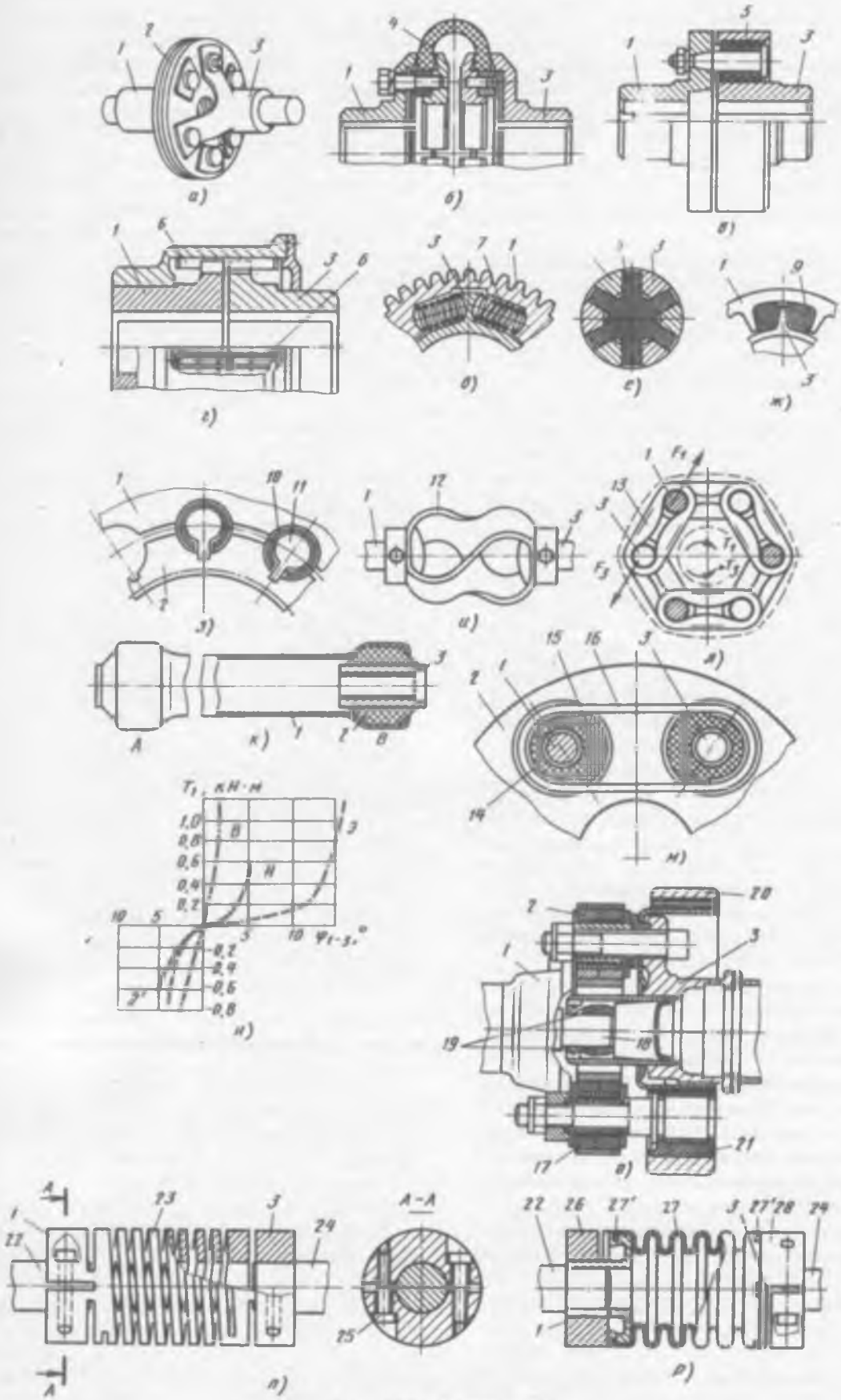


Рис. 18.68. Упругие муфты

муфты в соответствии со схемой, приведенной на рис. 18.66, *и*, позволяет передавать вращающий момент при перекосах осей соединяемых валов до 15° и отклонении от соосности до 0,1 поперечного габаритного размера муфты. Кроме того, допускаются относительные перемещения звеньев *1*, *3* вдоль осей соединяемых валов. Применяют такую муфту при сравнительно небольшой мощности привода.

На рис. 18.68, *к* показаны две одинаковые муфты *A* и *B*, встроенные в тонкостенный вал *1*, изготовленный из алюминиевого сплава. Резиновый слой *2* присоединен путем вулканизации к деталям *1* и *3*. Такой вал используют в трансмиссии автомобиля.

Упругие муфты, изображенные на рис. 18.68, *а—ж*, *и*, *к*, обладают малой крутильной жесткостью. Для увеличения крутильной жесткости и передаваемого момента используют упругий элемент, показанный на рис. 18.68, *л*. Упругий элемент имеет петли *13* (обычно их шесть), каждая из которых охватывает выступы входного *1* и выходного *3* звеньев. Петли работают только на растяжение, как показано на рис. 18.68, *л*, *м* (F_1 и F_3 — силы со стороны соответственно звеньев *1* и *3*; T_1 и T_3 — соответственно моменты на этих звеньях). В связи с этим при одном направлении момента работают три петли, при другом направлении момента — другие три петли. Зависимость угла относительного закручивания φ_{1-3} от момента для такой конструкции приведена на рис. 18.68, *н*: *B* — для муфты с вискозными петлями; *H* — для муфты с нейлоновыми петлями. По абсолютной величине φ_{1-3} не зависит от направления момента. Упругие элементы обычно закрывают резиновым кожухом (на рис. 18.68, *л* не показан).

На рис. 18.68, *м* показан упругий элемент, обеспечивающий различную жесткость при изменении направления момента. Достигается это благодаря встраиванию в диск *2* упругих эксцентриковых втулок *15* из резины. Одна из втулок соединена со звеном *1*, другая — со звеном *3*. Эксцентричность втулок вызывает различие жесткости из-за различия толщины сжимаемого слоя резины при изменении направления нагрузки. Для увеличения жесткости в одном из направлений в упругие втулки установлены жесткие сегменты *14*, на которые надета петля *16* из нейлона. При этом получается «мягкая» характеристика (рис. 18.68, *н*) при направлении сил, сближающих звенья *1* и *3*, показанные на рис. 18.68, *м*, и «жесткая» характеристика *Э'* при изменении направления сил (при увеличении расстояния между звеньями *1* и *3*, показанными на рис. 18.68, *м*).

На рис. 18.68, *о* дан пример конструктивного решения упругой муфты с эксцентриковыми втулками *17*, встроенными в диск *2*. Для использования муфты при высокой частоте вращения предусмотрены элементы центрирования соединяемых деталей. Шип вала *18*, на котором установлена полумуфта *1*, взаимодействует с упругой центрирующей втулкой *19* из полимерного материала. Для уменьшения амплитуды и демпфирования крутильных колебаний использован специальный виброгаситель в виде обода *20*, присоединенного к звену *3* посредством нелинейного упругого элемента *21*.

На рис. 18.68, *п*, *р* показаны муфты, предназначенные для передачи движения между валами при сравнительно больших перекосах осей, причем их крутильная жесткость практически не ниже, чем у сплошного вала, благодаря выбору размеров сечений упругих элементов. Валы *22* и *24* соединены с полумуфтами посредством фрикционной связи. Для этого изображенные на рис. 18.68, *п* полумуфты *1* и *3* имеют продольные прорези, а элементы полумуфт, разделенные прорезями, стянуты винтами *25*. Упругий элемент *23* в виде пружины кручения жестко соединен с полумуфтами или выполнен с ними как одно целое. В последнем случае он образован винтовой прорезью в сплошной стальной втулке.

Показанная на рис. 18.68, *р* полумуфта *1* имеет продольные прорези; она выполнена в виде цанги и прижимается к валу *22* с помощью хомута *26*. Так же выполнена полумуфта *3*, стянутая хомутом *28*. Сильфон *27* к полумуфтам крепится с помощью отгибных лепестков *27'*, через которые передается вращающий момент.

Упругоинерционные муфты

Упругоинерционные муфты (рис. 18.69) служат для соединения вращающихся валов и получения крутильной жесткости связи между ними, зависимой от частоты вращения и обусловленной инерционными нагрузками на звенья и упругостью звеньев.

Муфты содержат вращающиеся инерционные элементы в виде сосредоточенных масс *4* (рис. 18.69, *а*, *б*, *в*), *9* (рис. 18.69, *ж*) и распределенных масс *5* (рис. 18.69, *а—г*), *7* (рис. 18.69, *д*), *8* (рис. 18.69, *е*), *11* (рис. 18.69, *з*). С увеличением частоты вращения ведущего звена *1* увеличивается сила инерции, действующая на указанные элементы,

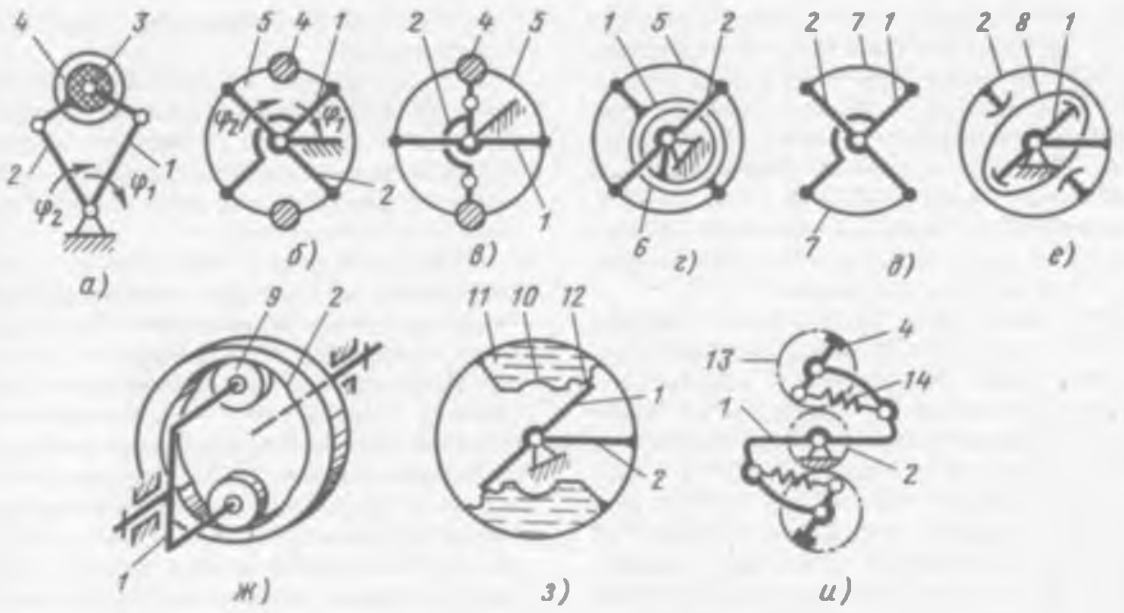


Рис. 18.69. Упругоинерционные муфты

вследствие чего повышается жесткость связи между звеньями *1* и *2*. Звенья *1* и *2* поворачиваются соответственно на углы φ_1 и φ_2. При динамическом равновесии эти углы равны. При перегрузках звено *2* отстает от звена *1*, а в схемах на рис. 18.69, *г*, *е*, *ж* они даже могут проворачиваться относительно друг друга. Упругоинерционные муфты в основном имеют нелинейную динамическую характеристику — зависимость передаваемого момента от относительного положения звеньев *1* и *2*.

Упругоинерционные муфты позволяют предохранять механизмы от перегрузок, дают возможность получать заданные переходные процессы (разгона и торможения), а кроме того, позволяют компенсировать отклонения от соосности и перекосы соединяемых валов.

Предохранение от перегрузок заключается либо в замедлении их нарастания, либо в отключении привода от механизма, между которыми установлена муфта.

На рис. 18.69, *а* показан четырехзвенный шарнирный механизм, имеющий упругий шарнир в виде резиновой втулки *3* и сосредоточенный в шарнире инерционный элемент *4*. Выполняют механизм симметричным или с разной длиной звеньев. В зависимости от этого получают различные динамические характеристики.

Изображенные на рис. 18.69, *б* звенья *1* и *2* связаны гибким кольцом *5*, на котором имеются инерционные элементы *4*. При вращении кольцо принимает эллиптическую форму. Равновесие определяется силами инерции, упругостью кольца и значением вращающего момента.

Показанные на рис. 18.69, *в* грузы *4* шарнирно связаны со звеном *2* и посредством гибкого кольца *5* — со звеном *1*. При вращении звена *1* по часовой стрелке кольцо *5* изменяет свою форму, а грузы стремятся приблизиться к оси вращения, в то время как силы инерции стремятся удалить их от центра. Расположение масс *4* и форма кольца *5* стабилизируются при динамическом равновесии.

В схеме на рис. 18.69, *г* при перегрузках эксцентриковая втулка *6* может провернуться относительно звена *1* вследствие радиальной податливости кольца *5*.

Изображенные на рис. 18.69, *д* звенья *1* и *2* соединены не сплошным кольцом, а двумя листовыми пружинами *7*.

На рис. 18.69, *е* показано гибкое кольцо *8*, установленное между звеньями *1* и *2*. При отсутствии нагрузок на звенья *1* и *2* кольцо *8* имеет эллиптическую форму, при нагружении звеньев *1* и *2* — асимметричную форму.

В схеме на рис. 18.69, *ж* ролики *9* прижимаются к профилированной поверхности звена *2* благодаря упругости консольных пружин и силам инерции при вращении звена *1*. Профиль поверхности звена позволяет получать заданную характеристику муфты. При перегрузках муфта позволяет разъединять кинематическую цепь.

В схеме на рис. 18.69, *з* между звеньями *2* и *1* установлены емкости *11* с жидкостью. Эти емкости имеют упругие мембраны *10* и *12*. При вращении звена *2* сила инерции, действующая на жидкость, удаляет стенки мембраны *10* от оси вращения и дополнительно воздействует через мембрану *12* на звено *1*. Перемещения и положения мембран *10* и *12* зависят от вращающих моментов на звеньях *1* и *2* и от частоты вращения.

Показанное на рис. 18.69, *и* звено *1* взаимодействует со звеном *2* через пружины *14* и зубчатые пары, содержащие сателлит *13* и центральное колесо *2*. Сателлит *13* имеет сосредоточенную массу *4*. Такая муфта при перегрузках может обеспечивать и относительный поворот звеньев *1* и *2*. При этом сателлит *13* вращается, а ось пружины *14* совершает качательное движение относительно звена *1*. При установившемся режиме относительное положение звеньев *1* и *2* обусловлено соотношением инерционных сил, сил упругости и величины вращающего момента.

Муфты герметичных приводов

Для передачи вращения из одной среды в другую через герметичную стенку используют различные муфты: магнитные (рис. 18.70, *а*), волновые (рис. 18.70, *б*), шарнирные с сильфоном (рис. 18.70, *в*).

В этих устройствах герметичная стенка *ГС* выполнена в виде тонкостенной недеформируемой (рис. 18.70, *а*) или деформируемой (рис. 18.70, *б*, *в*) оболочек. Она разделяет

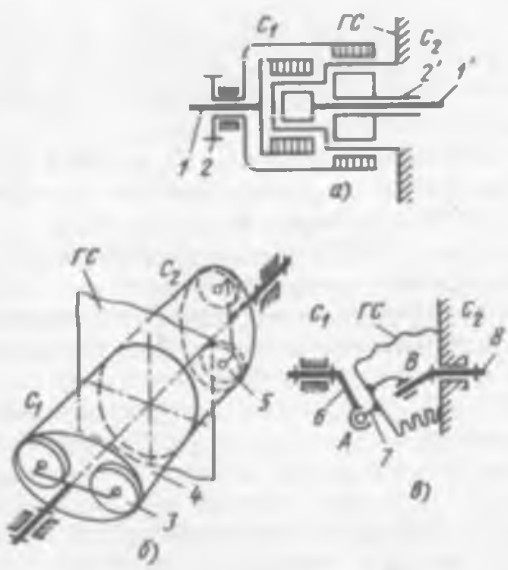


Рис. 18.70. Муфты для передачи движения через герметичную стенку

среды C_1 и C_2 (например, C_2 — безвоздушное пространство).

В схеме на рис. 18.70, *а* благодаря магнитному полю звено *1* передает синхронное движение звену *1'*, звено *2* — звену *2'*. С увеличением вращающего момента увеличивается относительный угол между входным и выходным звеньями.

Показанное на рис. 18.70, *б* гибкое колесо *4* деформируется ведущим *3* и ведомым *5* волнообразователями. Волнообразователи вращаются синхронно с некоторым отставанием по фазе ведомого волнообразователя от ведущего. Магнитная и волновая муфты обладают невысокой крутильной жесткостью.

В схеме на рис. 18.70, *в* синхронное движение от кривошипа *6* к звену *8* передается через сферическую пару *А*, промежуточное звено *7* и цилиндрическую пару *В*. Промежуточное звено соединено с сильфоном *ГС*, разделяющим среды C_1 и C_2.

18.4. СЦЕПНЫЕ МУФТЫ

Сцепная муфта предназначена для соединения и разъединения вращающихся валов. Муфта, включаемая и выключаемая принудительно, называется управляемой муфтой, муфта, включаемая и (или) выключаемая автоматически, называется самоуправляемой муфтой.

Сцепные муфты передают вращающий момент благодаря давлению выступов одного звена на выступы другого звена или благодаря трению. Широко используются также муфты, в которых при их включении скорости соединяемых звеньев выравниваются благодаря трению, а дальнейшее функционирование осуществляется благодаря давлению выступов соединяемых звеньев.

Фрикционная муфта позволяет осуществлять плавное сцепление вращающихся валов, уменьшает динамические нагрузки при пуске, предохраняет привод от перегрузок. Ее выполняют с фрикционными элементами в виде конусов, цилиндрических колодок, дисков. Муфту с элементами в виде конусов называют конусной муфтой, с элементами в виде дисков — дисковой муфтой. Дисковую муфту с большим числом пар фрикционных элементов и соответственно высокой несущей способностью называют многодисковой муфтой.

Фрикционные самозаклинивающиеся элементы дают возможность передавать вращающий момент только в направлении заклинивания.

Сцепные управляемые муфты

Наиболее просты по устройству сцепные муфты, взаимодействие звеньев которых осуществляется путем давления одних элементов на другие. *Кулачковая сцепная муфта* (рис. 18.71) имеет выступы на торцовых поверхностях соединяемых деталей. Вводят их во взаимодействие осевым относительным перемещением деталей. Для предотвращения самопроизвольного выключения рабочие участки выступов делают наклонными к направлению передачи усилия. Для облегчения включения кулачки выполняют со скосами. Кулачковую муфту применяют для соединения звеньев, вращающихся с малой относительной скоростью или при остановках.

Зубчатая сцепная муфта (рис. 18.72) представляет собой зубчатую пару внутреннего зацепления с одинаковым числом зубьев обоих колес. Включают муфту относительным осевым перемещением колес. Для облегчения включения муфты зубья на колесах выполняют выступающими через один или несколько зубьев таким образом, что вероятность упора одних выступающих торцов зубьев в другие мала. При первоначальном осевом перемещении ведущее звено *1* увлекает ведомое *2*, после чего дальнейшим осевым перемещением вводят зубья во взаимодействие. Зубчатую муфту применяют для соединения звеньев, вращающихся с малой относительной скоростью, или при остановках.

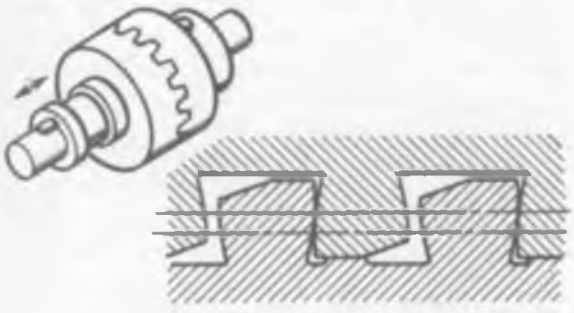


Рис. 18.71. Кулачковая сцепная муфта

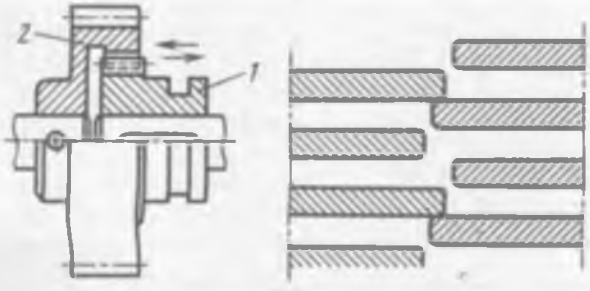


Рис. 18.72. Зубчатая сцепная муфта

На рис. 18.73 изображена *зубчатая муфта с фрикционным синхронизатором*, обеспечивающим безударное и бесшумное переключение коробки передач с одного режима на другой. Действие синхронизатора основано на предварительном уравнивании угловых скоростей соединяемых деталей.

Зубчатые колеса *2* (рис. 18.73, *а*) и *7* вращаются с разными угловыми скоростями. С колесом *2* жестко соединен (выполнен за одно целое) шлицевой венец *2'*, а с колесом *7* — шлицевой венец *7'*. Ступица муфты *9*, имеющая на наружной поверхности шлицы *9'*, жестко соединена с валом *8*. На ней установлена скользящая втулка *3* с внутренними зубьями. С помощью вилки переключения муфту можно сдвинуть влево или вправо и соединить тем самым вал *8* с зубчатым колесом *2* или *7*. В нейтральном положении скользящая втулка удерживается шариком фиксатора *5*, поджатым пружиной и установленным в сухаре *4*.

На рис. 18.73, *а* показан первый этап включения муфты, на рис. 18.73, *б—в* — второй этап включения, на рис. 18.73, *г—д* — муфта во включенном состоянии.

При перемещении втулки *3* (см. рис. 18.73,*а*) под действием силы *F* шарик *5* вместе с сухарем *4* прижимает кольцо синхронизатора *1* к зубчатому колесу *2*. Кольца *1* и *6* имеют конусные поверхности, которыми они в процессе включения взаимодействуют благодаря трению с поверхностями соответственно зубчатых колес *2* и *7*. Кольца имеют на наружной поверхности зубья и взаимодействуют со ступицей *9* через выступы. На рис. 18.73, *в* показано взаимодействие выступов *1''* и *9''*.

В момент включения зубья *3'* скользящей втулки *3* упираются в выступы *1'* кольца *1* (рис. 18.73, *б*). После того как скорости звеньев *2* и *1* благодаря фрикционному взаимодействию сравняются, скошенные поверхности зубьев *3'* и *2'* не будут прижиматься друг к другу. Сухарь *4*, размещенный в пазу ступицы *9*, переместится в направлении стрелки (см. рис. 18.73, *в*) на расстояние Δ относительно выступа *1'''* на кольце. При этом зубья *3* окажутся напротив впадин между зубьями *2*, и втулка *3*, вытолкнув шарик фиксатора *5* из паза, переместится в крайнее левое положение, а кольцо *1* с элементами фиксатора вернется в нейтральное положение (см. рис. 18.73, *г*). Зубья *3'* будут контактировать с зубьями *2'*, а вращающий момент через них будет

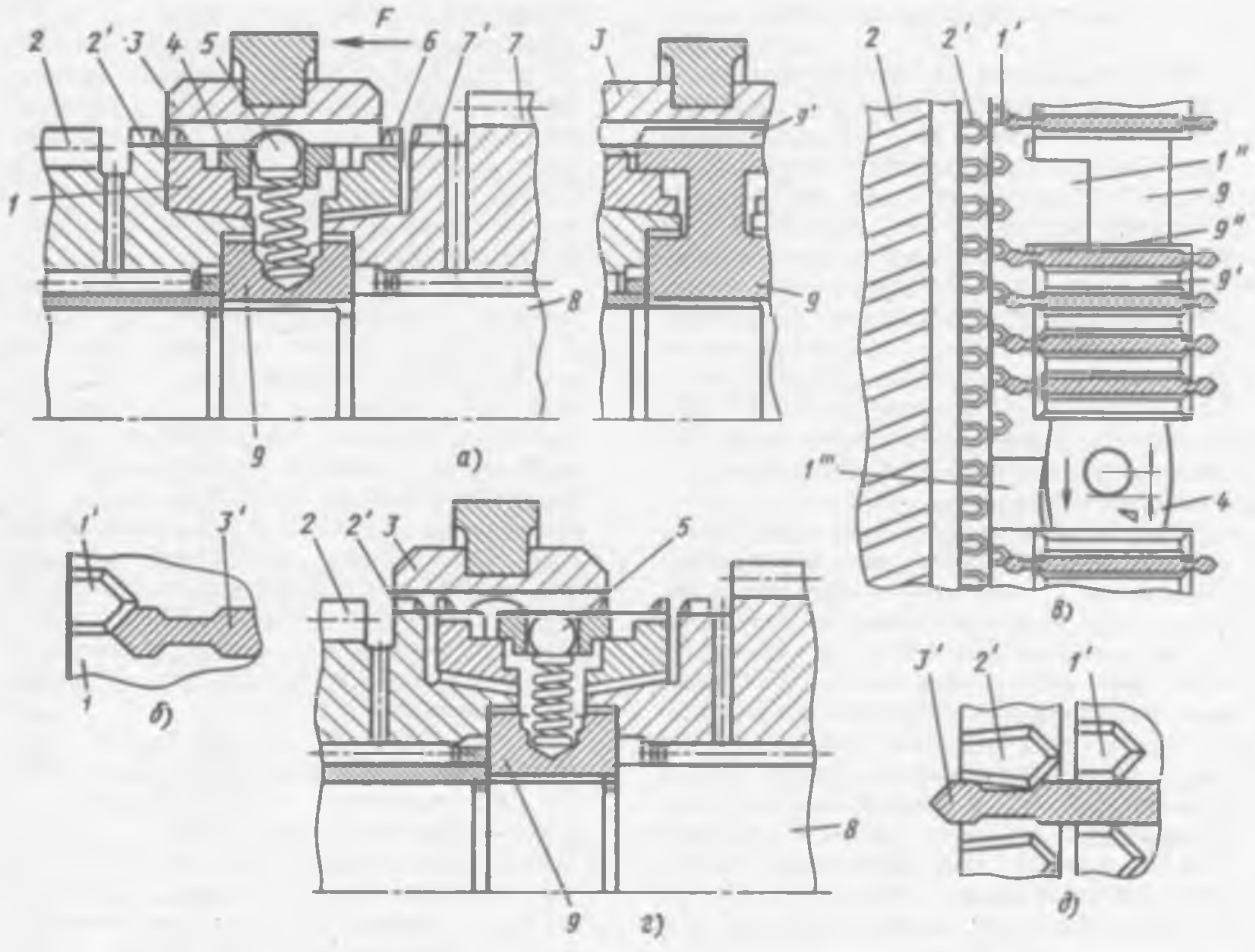


Рис. 18.73. Зубчатая сцепная муфта с фрикционным синхронизатором

передаваться от зубчатого колеса *2* через скользящую втулку *3*, зубья *3'*, *9'* и ступицу *9* валу *8*. Под действием вращающего момента зубья *3'* своими выемками прижмутся к зубьям *2'*, благодаря чему будет предотвращено самовыключение. Для выключения муфты нужно приложить необходимую силу к втулке *3*, чтобы вывести из зацепления зубья *2* и *3*.

Соединение зубчатого колеса *7* с валом *8* осуществляется аналогично при перемещении втулки *3* вправо.

На рис. 18.74 показана пневмокамерная сцепная муфта, управляемая путем подачи воздуха под давлением в камеру. Камера увеличивается в объеме и воздействует на колодки или диски, подвижно соединенные с одной из полумуфт. Звено *5* сцепляют с другим звеном *1* путем прижатия к нему колодок *3*. В резиновую камеру *2* подают воздух. Камера расширяется и перемещает колодки. Колодки перемещаются радиально вдоль выступов *6* звена *5*. При выключении муфты

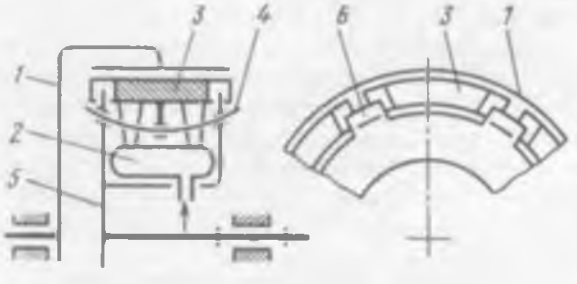


Рис. 18.74. Пневмокамерная сцепная муфта

колодку возвращают в начальное положение с помощью листовой пружины *4*. Камера в процессе работы муфты разгружена от вращающего момента, а момент передается через выступы *6* звена *5* на колодки *3*.

На рис. 18.75 и 18.76 изображены фрикционные дисковые муфты, передающие вращающий момент между валами благодаря силам трения между дисками, соединенными с этими валами. В схеме на рис. 18.75 муфта включается принудительно, а выключается

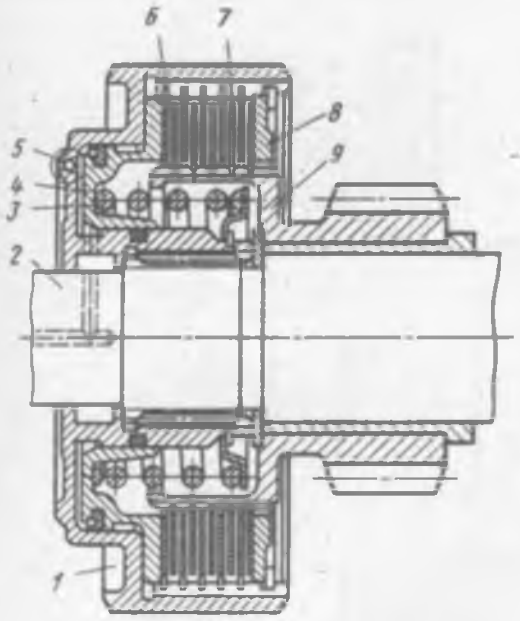


Рис. 18.75. Фрикционная многодисковая муфта с гидравлическим управлением

под действием пружины, а муфта на рис. 18.76, наоборот, находится во включенном состоянии благодаря упругости пружины, а выключается принудительно.

В *многодисковой муфте* (см. рис. 18.75) диски *6* связаны посредством шлицевого соединения с ведущим звеном *1*, установленным на валу *2*, а диски *7* — с ведомым звеном *9*. При подаче рабочей жидкости в полость гидроцилиндра, образованную деталью *1* и поршнем *4*, поршень *4* сжимает пакет дисков. Диски *6* плотно сжимают диски *7*. Крайний диск прижимается к опорному диску *8*. Благодаря фрикционному взаимодействию дисков момент передается ведомому звену *9*. Диски размыкаются при отводе жидкости из полости гидроцилиндра через шариковый клапан *5*. При уменьшении давления на него со стороны рабочей жидкости клапан *5* под действием центробежных сил перемещается в радиальном направлении и открывает отверстие, в результате чего рабочая жидкость вытекает. Поршень при этом передвигается пружиной *3*.

Критериями работоспособности фрикционной муфты являются износостойкость и теплостойкость. Расчет муфты ведут по среднему давлению на рабочих поверхностях p и по мощности $pfv_{ск}$, расходуемой на трение (где $v_{ск}$ — средняя скорость скольжения, f — коэффициент трения) следующим образом:

$$p = \frac{Tk}{rfzn\left(r_2^2 - r_1^2\right)} \leqslant [p],\ pfv \leqslant [pfv].$$

Здесь T — вращающий момент; $k = 1{,}3 \ldots 1{,}5$ — коэффициент запаса сцепления; $r = (r_2 - r_1)/2$, где r_1 и r_2 — радиусы соответственно внутренней и внешней границ поверхности трения; z — число пар трения; $[p] = 2{,}5 \ldots 3$ МПа для пары металлокерамического и стального дисков, работающих в масле при $f = 0{,}15$; $[p] = 0{,}4 \ldots 0{,}6$ МПа для пары стальных дисков. При $v_{ск} \approx 5$ м/с $[p]$ снижают на 15 %, при $v_{ск} \approx 10$ м/с $[p]$ снижают на 30 % и при $v_{ск} \approx 15$ м/с $[p]$ снижают на 35 %.

На рис. 18.76 показана *муфта сцепления*, устанавливаемая между двигателем и коробкой передач транспортного средства. Маховик *5* (рис. 18.76, *а*) присоединен к коленчатому валу *3* двигателя. Фрикционная поверхность маховика *5* двигателя взаимодействует с диском *1*. К диску *1* при включенной муфте прижат упругими пластинами *7* нажимной диск *6*, вращающийся вместе с маховиком *5*. Диск *6* соединен с кожухом *11* тангенциальными пластинами (на рисунке не показаны), передающими вращающий момент от маховика *5* диску *6* и не допускающими осевые перемещения диска. Муфта выключается при перемещении подшипника *8* с помощью рычага *9*. При этом пластины *7* диска *6* отжимаются от диска *6*. Три пластины, размещенные под углом 120° и соединенные нажимным диском *6*, отводят его от промежуточного диска *1*. Промежуточный диск отжимается от маховика, и муфта выключается. Промежуточный диск *1* с помощью упругой муфты *4* и демпфера *10* (в виде прижатых друг к другу дисков) соединен с валом *2* — входным звеном коробки передач.

На рис. 18.76, *б* изображена муфта с двумя ведомыми дисками *1* и *16*. Ведущие звенья — маховик *5*, а также диски *15* и *6*, соединенные между собой с возможностью относительного осевого перемещения. На рисунке показана установка диска *11* в среднее положение при выключении муфты. При перемещении диска *6* на расстояние s поворачивается кулачок и перемещает диск *11* на расстояние $s/2$. Кулачок *14* все время прижат к звеньям *5* и *6* под действием момента T; F — сила, действующая на кулачок со стороны звеньев *5* и *6*. Момент T возникает в результате давления пружины *12* на кулачок *14*, взаимодействующий с винтом *13*. Такая муфта позволяет одновременно разъединить взаимодействующие диски.

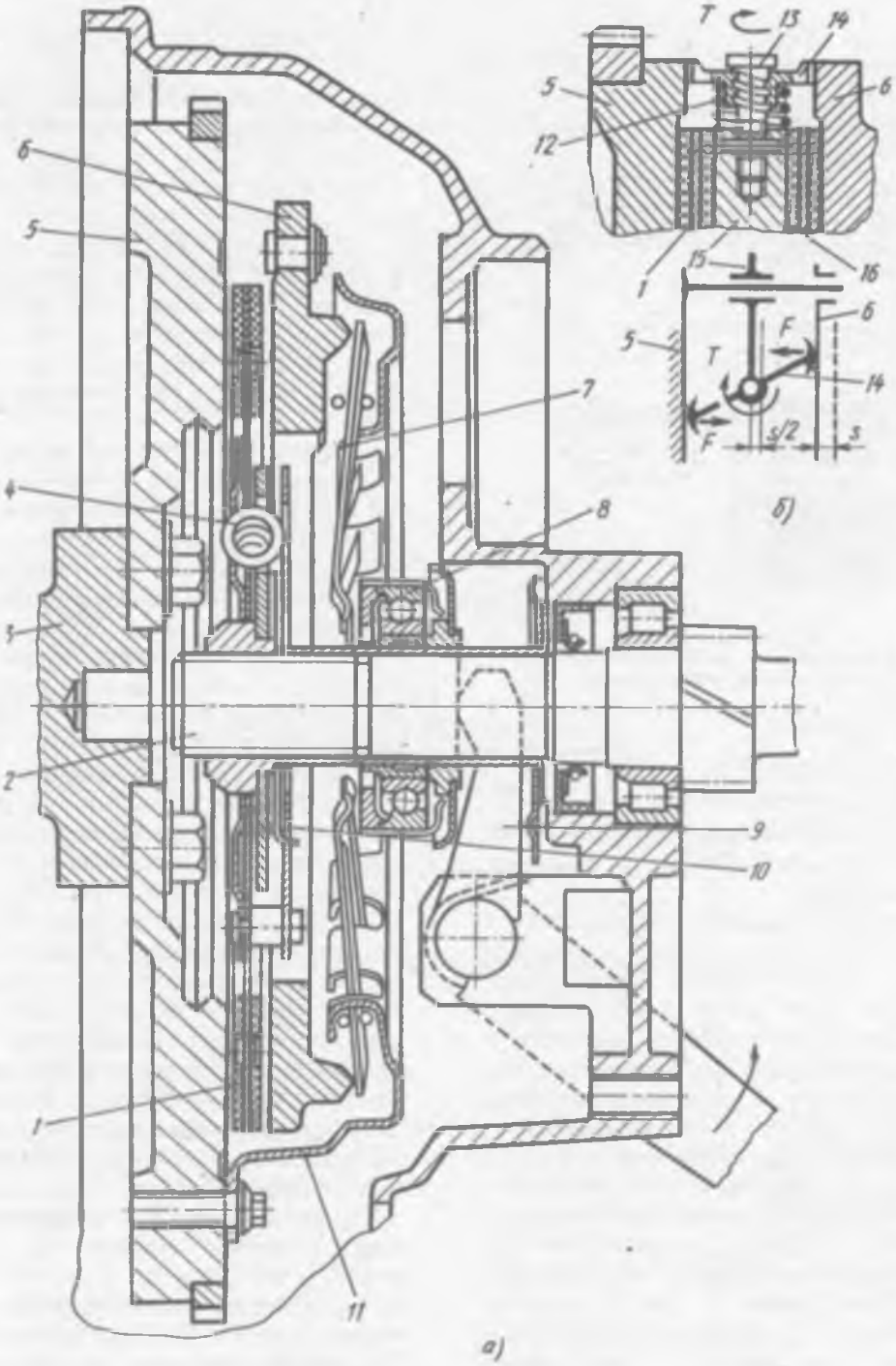


Рис. 18.76. Муфта сцепления

Сцепные самоуправляемые муфты

Самоуправляемые муфты автоматически разъединяют или соединяют кинематическую цепь в зависимости от значения передаваемой нагрузки, скорости вращения ведущего звена, направления вращающего момента на ведущем звене.

Предохранительные муфты предназначены для отсоединения одного вала от другого при определенном предельном вращающем моменте.

Простейшая предохранительная муфта имеет фланцы, соединенные штифтом, срезаемым при предельном моменте.

На рис. 18.77, *а—е* показаны муфты, не

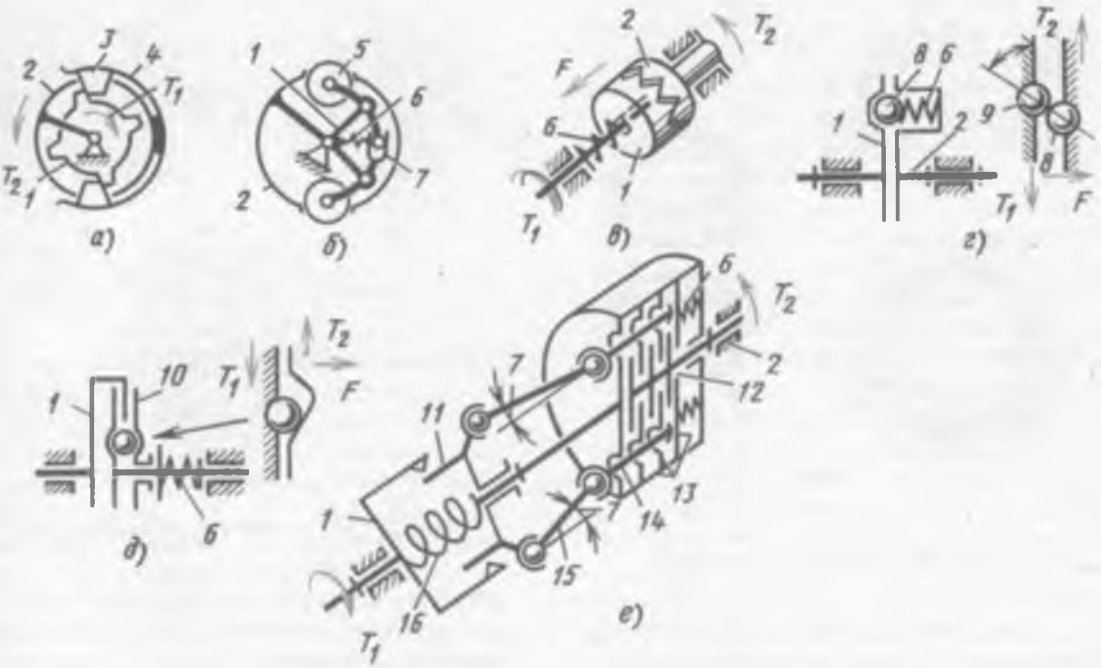


Рис. 18.77. Предохранительная муфта

разрушающиеся при нагружении предельным моментом, T_1, T_2 — вращающие моменты на соединяемых звеньях *1* и *2*.

В схеме на рис. 18.77, *а* звено *1* имеет выступы, взаимодействующие с кулачками *3*, соединенными посредством листовых пружин *4* со звеном *2*. При превышении вращающим моментом допустимого значения выступы отжимают кулачки и звено *1* поворачивается относительно звена *2*.

Изображенные на рис. 18.77, *б* ролики *5* установлены на рычагах *7*, шарнирно связанных со звеном *1*. Рычаги подтянуты пружиной *6*, благодаря чему ролики расположены во впадинах звена *2* и при допустимом вращающем моменте осуществляют связь звеньев *1* и *2*. При перегрузке ролики отжимаются внутрь звена *2* и муфта выключается.

В схеме на рис. 18.77, *в* звенья *1* и *2* имеют торцовые зубья треугольного профиля. Звено *1* установлено на валу так, что может перемещаться в осевом направлении и поджато к звену *2* пружиной *6*. При перегрузке звено *1* отжимается от звена *2* в направлении F и звенья проворачиваются относительно друг друга.

Показанное на рис. 18.77, *г* звено *1* имеет углубления, с которыми взаимодействуют шарики *8*, поджатые пружиной *6*. Вращающий момент передается от ведущего звена *1* ведомому *2* благодаря взаимодействию шариков и углублений. При перегрузке шарики утапливаются и звенья проворачиваются. Используют в аналогичных муфтах звенья с шариками *8* и *9*, расположенными на обоих звеньях (см. рис. 18.77, *г*, справа). В этом случае по мере увеличения нагрузки изменяется угол давления и отжимающая сила *F* возрастает пропорционально $T_1 \operatorname{tg}\alpha$. У такой муфты выше чувствительность к перегрузкам и точность срабатывания.

Представленные на рис. 18.77, *а—г* муфты могут передавать сравнительно небольшие моменты, поскольку в них элементы управления совмещены с силовыми элементами.

В схеме на рис. 18.77, *д* вращающий момент передается посредством фрикционных дисков *10*, прижатых пружиной *6* к диску ведущего звена *1*. При перегрузке диски начинают пробуксовывать. Это относительное перемещение приводит к отжатию дисков шариками *8*.

Изображенное на рис. 18.77, *е* звено *1* соединено с фрикционными дисками *13* пружиной кручения *16*, а звено *2* непосредственно соединено с фрикционными дисками *12*. Диски поджаты посредством пружин *6*. При перегрузках звено *1* воздействует на промежуточное звено *11* и на стержни *15*, расположенные в цилиндрической поверхности под углом γ к образующей. Стержни *15* перемещают толкатели *14* в осевом направлении. Пружины *6* сжимаются, а диски *13* и *12* на-

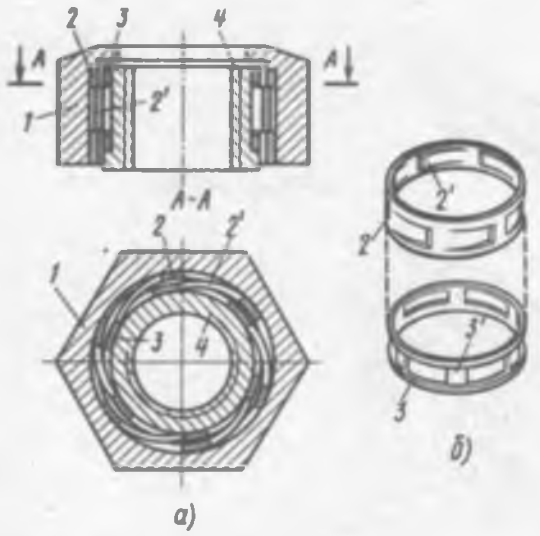


Рис. 18.78. Ограничитель затяжки

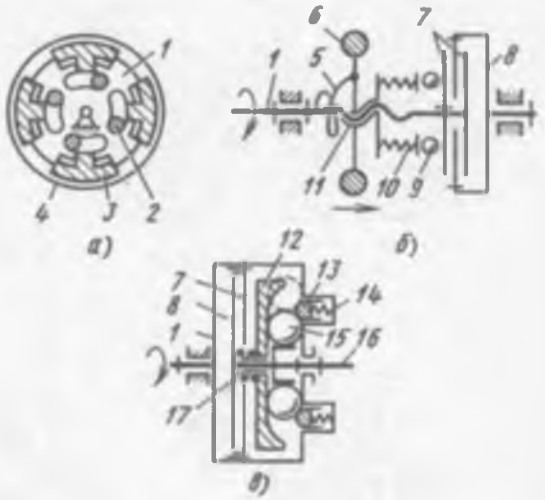


Рис. 18.79. Пусковая фрикционная муфта

чинают свободно вращаться. Такая муфта характеризуется высокой точностью срабатывания.

На рис. 18.78 показана разновидность предохранительной муфты, предназначенная для предохранения резьбового соединения от непредусмотренного нагружения в процессе затяжки. Такую муфту обычно встраивают в гайку (рис. 18.78, *а*), в головку винта или в инструмент, используемый при затяжке.

В простейшем исполнении муфта состоит из двух упругих колец *2* и *3*, взаимодействующих между собой. Кольцо *2* запрессовано в охватывающую деталь *1*, а кольцо *3* напрессовано на гайку *4*. Кольцо *2* имеет отогнутые лепестки *2'* (рис. 18.78, *б*), а кольцо *3* (см. рис. 18.78, *а*) имеет окна, разделенные перемычками *3'*. В собранном виде (см. рис. 18.78, *а*) лепестки расположены внутри окон.

При затяжке соединения лепестки *2'* цепляются за перемычки *3'* и благодаря трению передается вращающий момент. Если момент превышает допустимое значение, лепестки начинают проскальзывать относительно перемычек. При отвинчивании гайки момент передается вследствие того, что торцы лепестков упираются в перемычки.

На рис. 18.79 изображены муфты, самоуправляемые в зависимости от скорости ведущего звена, — *пусковые фрикционные муфты*. Они предназначены для плавного подсоединения исполнительного устройства к приводу при включении и разгоне привода.

На рис. 18.79, *а* показана пусковая центробежная муфта. С увеличением угловой скорости ведущего звена *1* колодки *3* прижимаются к барабану *4*. Профиль пазов, в которых размещены грузы *2*, обеспечивает их перекатывание на середину колодок и дополнительное прижатие их. Передаваемый момент при этом возрастает.

На рис. 18.79, *б* изображена пусковая муфта с маховиком. Маховик *6* соединен с ведущим звеном *1* посредством винтовой пары *11* и пружины *5* кручения. При разгоне маховик в первый момент остается на месте, пружина *5* закручивается, маховик *6* перемещается вправо и через пружины сжатия *10* и шарики *9* прижимает ведущие диски *7* к ведомому звену *8*. Происходит плавный разгон звена *8*.

На рис. 18.79, *в* показана пусковая центробежная муфта с ограничителем пусковых перегрузок. Ведущая полумуфта *1* соединена с валом двигателя. Полумуфта, разгоняясь, заставляет шарики *15* совершать планетарное движение. Пока угловая скорость полумуфты не достигнет определенного значения, шарики удерживаются в радиальном направлении ограничительным кольцом *13*, поджатым пружинами *14*. Затем центробежные силы преодолевают сопротивление пружин *14* и шарики начинают отдаляться от оси вращения ведущего звена. Они воздействуют на криволинейную поверхность нажимного диска *12*, который прижимает ведущий фрикционный диск *7* к ведомому диску *8*. Диски *8* и *12* передают вращающий момент выходному звену *16*.

При остановке двигателя пружина *17* отодвигает диск *12* вправо. Воздействие криволинейной поверхности диска на шарики заставляет их перемещаться к оси муфты.

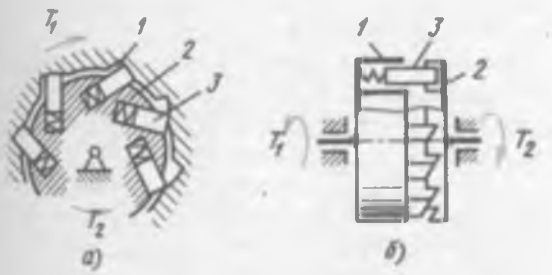


Рис. 18.80. Плунжерная муфта свободного хода

На рис. 18.80, 18.81 изображены *муфты свободного хода*, самоуправляемые в зависимости от направления вращающего момента. При указанных направлениях моментов T_1 и T_2 невозможно относительное движение звеньев *1* и *2*. При изменении направления моментов на противоположное звенья могут свободно вращаться одно относительно другого. Звенья *1* и *2* могут выполнять роль входного и выходного или неподвижного звена. Такие муфты относятся к механизмам свободного хода и их называют также обгонными.

В схеме на рис. 18.80 вращающий момент передается благодаря давлению звена *1* на промежуточное звено — собачку *3* и давлению собачки на звено *2*.

Показанные на рис. 18.80, *а* собачки выполнены в виде ползунов *3*, установленных в теле звена *2* и поджатых пружинами. Собачки взаимодействуют с впадинами на храповом колесе *1*. Число впадин отличается на одну-две по сравнению с числом ползунов. Поэтому в любой момент времени по крайней мере один из ползунов полностью зацепляется с храповым колесом и может передавать нагрузку. Профиль впадин — специальный (по спирали). Он обеспечивает плавный непрерывный вход в зацепление ползунов *3*. Угол наклона ползуна выбирают таким, чтобы при направлении моментов, показанном на рисунке, ползуны работали, как консольные балочки, а при изменении направления моментов отсутствовало бы самоторможение и обеспечивалась возможность утапливания ползунов.

Такое устройство позволяет при реверсировании движения одного из звеньев вводить в зацепление ползуны *3* с храповым колесом без ударов.

В муфте, изображенной на рис. 18.80, *б*, ползуны *3* расположены параллельно оси вращения звеньев. Они перемещаются внутри звена *1* и взаимодействуют с торцовыми зубьями храпового колеса *2*. В этой муфте различаются числа ползунов и зубьев. Скос зубьев и ползунов в данном случае прямолинейный. Угол скоса выбирают так, чтобы отсутствовало самоторможение ползунов и была возможность их утапливать.

На рис. 18.81 показаны конструкции муфт свободного хода (обгонных муфт). В роликовой фрикционной муфте (рис. 18.81, *а*) ролики *4* равномерно размещены в пространстве между рабочими поверхностями звездочки *1* и обоймы *2*. При показанном направлении моментов T_1 и T_2 ролики заклиниваются между рабочими поверхностями и относительное движение звеньев *1* и *2* не происходит. При изменении направления моментов ролики не препятствуют свободному относительному вращению звеньев и муфта не может при этом передавать вращающий момент. Угол между рабочими поверхностями выбирают из условия $\alpha < 2\rho$ (см. рис. 18.81, *а*), где ρ — угол трения, и условия возможности расклинивания. Обычно принимают $\alpha = 4°30' \ldots 6°30'$.

В конструкции на рис. 18.81, *а* пружины *3* обеспечивают начальное прижатие роликов к рабочим поверхностям. Пружины выполнены в виде лепестков, что позволяет разместить большое число роликов и обеспечить тем самым высокую нагрузочную способность.

Особенностью муфты, показанной на рис. 18.81, *б*, является наличие сепаратора *6* и осевой пружины сжатия *3*. Пружина через кольцо *7* прижимает ролики *4* к кольцу *5*. Оба кольца прикреплены к обойме. Благодаря этому ролики вместе с сепаратором удерживаются относительно обоймы, и при вращении звездочки *1* по часовой стрелке происходит их заклинивание, а при вращении звездочки *1* против часовой стрелки они разъединяют звенья *1* и *2*. Поскольку на обойму *2* действуют значительные разжимные силы, ее осевое сечение должно быть выбрано исходя из условия обеспечения необходимой жесткости.

В колодочной муфте свободного хода (рис. 18.81, *в*) в качестве заклинивающегося звена использована серповидная колодка *10*. Колодка размещена между роликом *8*, свободно установленным на эксцентриковом валу *1*, и обоймой *2*. Ролик *8* соединен с обоймой *2* муфтой *9*, которая допускает плоскопараллельное его движение и препятствует вращению относительно обоймы. Между упором *1'*, жестко связанным с валом *1*, и колодкой *10* размещена пружина *3*. Совместное вращение звеньев *1* и *2* возможно только при направлении моментов T_1 и T_2, показанном на рисунке. При изменении направления моментов кинемати-

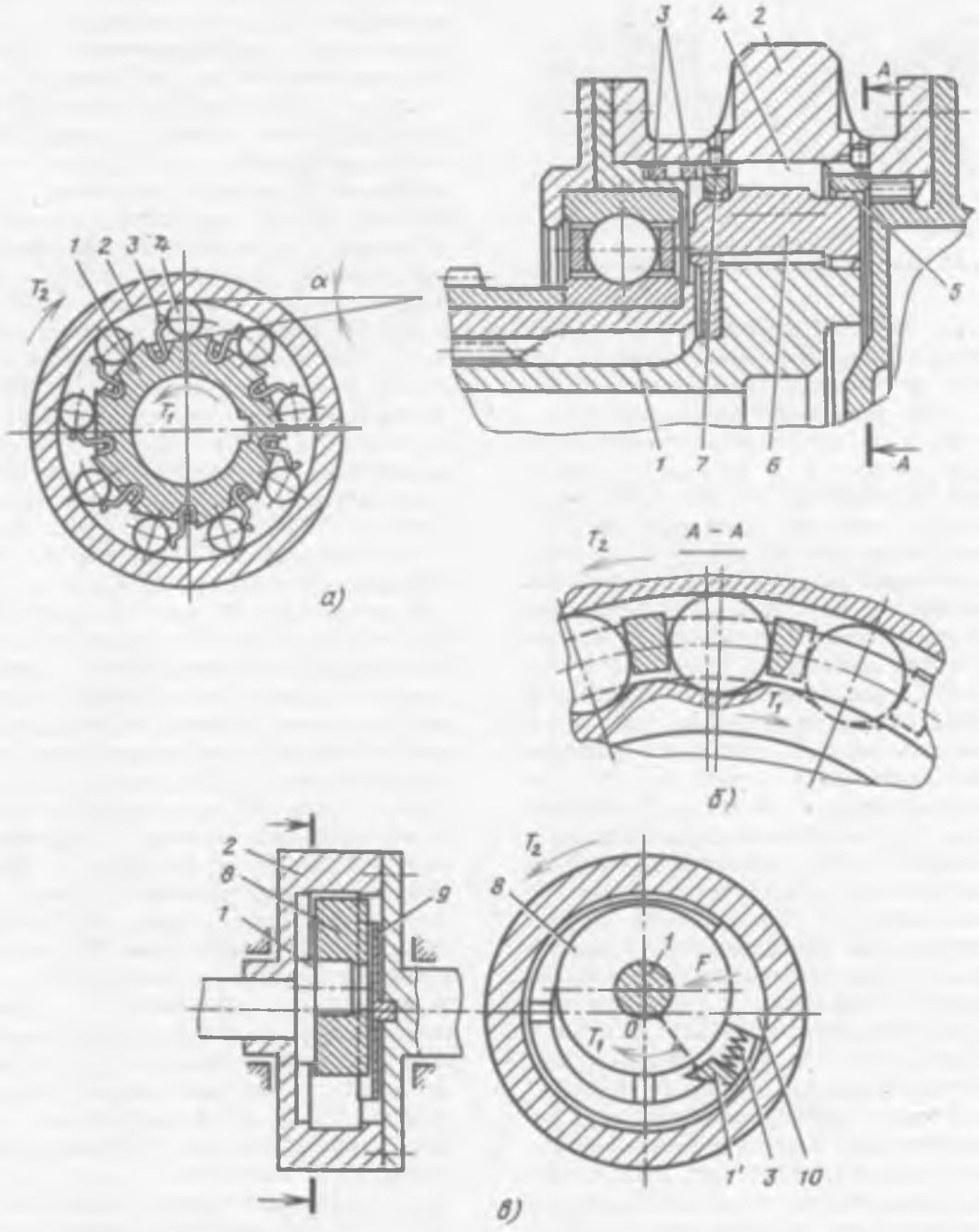


Рис. 18.81. Фрикционные муфты свободного хода

ческая цепь разъединяется и звенья *1*, *2* могут вращаться относительно друг друга. Муфта обладает более высокой несущей способностью по сравнению с муфтами, представленными на рис. 18.81, *а*, *б*, благодаря поверхностному контакту взаимодействующих звеньев.

Когда колодка *10* находится в заклиненном состоянии, нагрузка передается благодаря давлению звена *8* на звено *1* в направлении F. Для нормального функционирования устройства целесообразно иметь минимально возможные силы трения в паре *8—1* и в соединительной муфте *9*.

18.5. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Выбор вида и параметров редукторов

Редуктор — наиболее распространенный передаточный механизм, понижающий угловую

скорость вращения и соответственно увеличивающий вращающий момент. Обычно редуктор включает в себя систему взаимодействующих звеньев, заключенных в единый корпус. При использовании в редукторе зубчатых передач его называют зубчатым редуктором.

Выбор схемы передач, используемых в редукторе, зависит от требуемых габаритных размеров, массы, КПД, кинематической точности, крутильной жесткости, инерционности.

Для передачи движения между валами с большим межосевым расстоянием при передаточном отношении $|i| \leqslant 5$ используют плоскоременные передачи. Клиноременные передачи позволяют иметь в 2—3 раза меньшие габаритные размеры и применяются при $|i| \leqslant 6 \ldots 8$. Если требуется высокая кинематическая точность и жесткость, то в быстроходных передачах используют передачи с зубчатым ремнем.

Цепная передача позволяет иметь еще меньшие габаритные размеры, работает без относительного скольжения звеньев, может применяться при $|i| \leqslant 10$. По сравнению с ременной она имеет больший уровень шума и циклически изменяющееся передаточное отношение. При максимальной нагрузке КПД ременных и цепных передач составляет соответственно около 0,96 и 0,95.

Зубчатые одноступенчатые цилиндрические передачи имеют размеры в 2—3 раза меньшие, чем цепные передачи, и КПД, равный 0,97—0,98.

У планетарной передачи в 1,5—2 раза меньше размеры и масса, чем у одноступенчатой цилиндрической передачи, а КПД составляет 0,98—0,985.

Коническую передачу применяют только в том случае, когда необходимо передать вращение между пересекающимися осями. Ее КПД около 0,97.

Основным геометрическим параметром зубчатой пары, входящей в состав редуктора, является передаточное число — отношение числа зубьев большего колеса z_2 к числу зубьев меньшего колеса z_1: $u = z_2/z_1$.

В отличие от передаточного отношения передаточное число положительно и всегда больше единицы. Для цепных передач определяют передаточное число как отношение чисел зубьев звездочки, а для ременных передач — диаметров шкивов (большего к меньшему). Передаточное число обычно выбирают из ряда чисел геометрической прогрессии со знаменателем 1,25 (1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10 и т. д.) или из менее предпочтительного ряда (1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55 и т. д.). Передаточное число выбирают из следующего интервала: 1,0—12,5 для цилиндрических зубчатых передач; 1,0—6,3 для конических зубчатых передач; 8,0—80 для червячных передач; 10—90 для глобоидных передач.

При передаточных отношениях $|i| \geqslant 6{,}3 \ldots 12{,}5$ целесообразно использовать многоступенчатые передачи.

В многоступенчатых цилиндрических передачах рекомендуется принимать передаточное число каждой последующей ступени в 1,25, 1,4 или в 1,6 раза меньше, чем передаточное число предыдущей ступени.

Червячная передача имеет также малые размеры и массу, но низкий КПД ($\eta = 0{,}85 \ldots 0{,}65$ соответственно при $|i| = 10 \ldots 50$). Ее можно применять только в маломощных и кратковременно работающих приводах. При передаточных отношениях свыше 80—100 можно применять волновую зубчатую передачу при кратковременной работе. Она удовлетворяет требованиям компактности, высокой кинематической точности и жесткости, малой инерционности.

В промышленности наиболее распространены редукторы с $|i| = 10 \ldots 100$ (около 85 %), причем наиболее часто используют $|i| = 25 \ldots 40$. Передаточное отношение $|i| \leqslant 10$ используется примерно в 5 % случаев.

Наибольшая потребность в редукторах имеет место при моменте на выходном звене 250 Н·м (около 30 % общей потребности), 500 Н·м (около 20 %), 1000 Н·м (около 15 %), 2000 Н·м (около 15 %), 12,5 Н·м (около 14 %).

При проектировании редукторов рекомендуется, исходя из требования унификации, наряду с передаточным числом выбирать также другие параметры из ряда предпочтительных чисел: межосевое расстояние, консольную нагрузку на выходные концы валов.

На рис. 18.82 даны для сравнения зависимости массы редукторов от вращающего момента T на выходном звене: *1* — редуктор, состоящий из одной цилиндрической зубчатой пары с неподвижными осями колес; *2* — планетарная одноступенчатая передача с одновенцовым сателлитом; *3* — двухступенчатая планетарная передача, состоящая из механизмов с двухвенцовым сателлитом при $|i| = 20 \ldots 60$; *4* — планетарная передача типа $3k$ с двухвенцовым сателлитом и тремя центральными колесами при $|i| = 50 \ldots 300$; *5* — планетарная передача типа $k-h-v$ с цевочным зацеплением при $|i| = 10 \ldots 180$; *6* — волновая зубчатая передача при $|i| = 125 \ldots 250$ и *7* — планетарная передача ти-

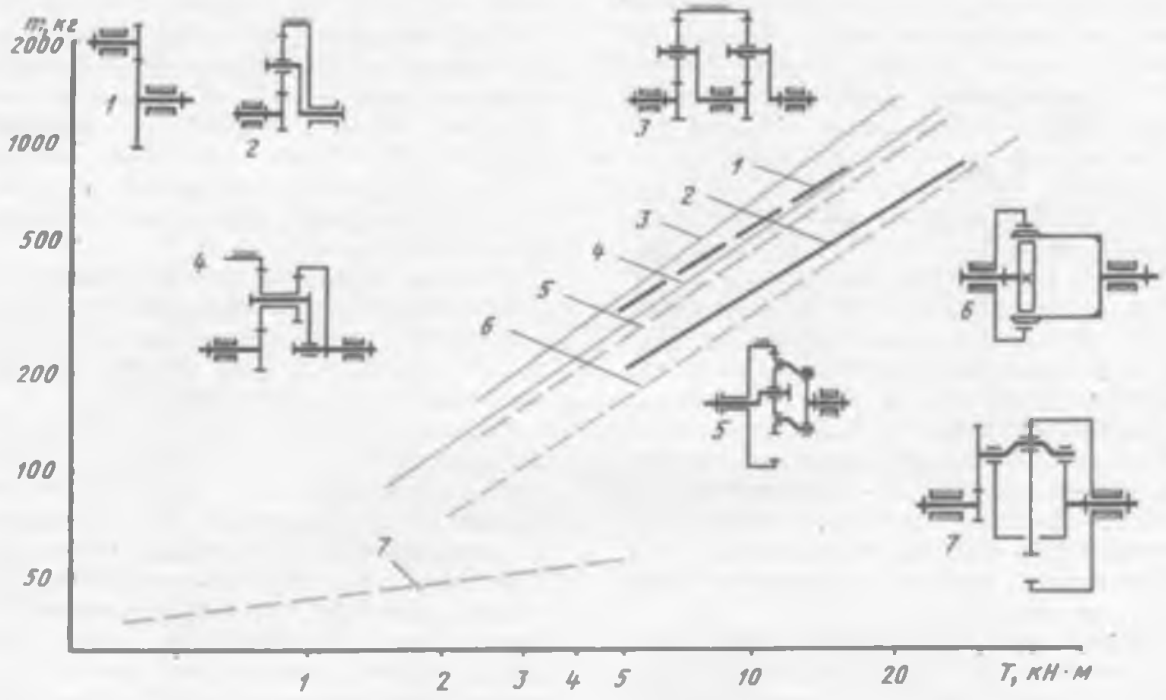


Рис. 18.82. Сравнение схем редукторов по массе

па $2k-v$ с цевочным зацеплением при $|i|=$ $=56\ldots191$.

Зависимости *1*, *2* получены С. В. Бондаренко расчетом на ЭВМ для $|i|=5$, долговечности 12 000 ч по критерию контактных напряжений $\sigma_{HP}=1150$ МПа. Зависимости *3*—*7* построены по данным отечественных и зарубежных фирм для различных условий применения и могут рассматриваться лишь как ориентировочные. Особенность зависимости *7* заключается в том, что она характеризует массу передачи без корпуса, выходного вала и его опор в отличие от других зависимостей. На схемах рис. 18.82 входной вал — слева, выходной — справа.

Масса зубчатого редуктора зависит от целого ряда параметров. На этапе проектирования (при выборе схемы, передаточного числа, материалов) могут быть использованы зависимости, полученные С. В. Бондаренко в результате расчета и сравнения массы одноступенчатого цилиндрического редуктора общего назначения с массой планетарного зубчатого редуктора, имеющего одновенцовые сателлиты (рис. 18.83, 18.84). В приведенных зависимостях учтена масса колес, валов, подшипников и корпусных деталей. Зависимости для цилиндрического зубчатого редуктора даны сплошными линиями *1*, *2*, *3*, а для планетарного редуктора даны штриховыми линиями *1′*, *2′*, *3′* и *4′*.

На рис. 18.83 показаны зависимости массы редукторов от допускаемых напряжений σ_{HP} и σ_{FP}, обобщенных коэффициентов, принятых при расчете: по критерию сопротивления контактной усталости активных поверхностей зубьев $K_{\Sigma H}=2$ (кривые *2* и *2′*); по критерию сопротивления усталости при изгибе $K_{\Sigma F}=2{,}2$ (кривые *3* и *3′*) и по критерию прочности при изгибе с учетом перегрузок $K_T=2$ (кривые *1* и *1′*). Вращающий момент на тихоходном валу составляет 25 кН·м, $|i|=5$.

Очевидна закономерность уменьшения массы при использовании материалов с повышенными механическими свойствами. Более ощутимо уменьшение массы при этом у передач с неподвижными осями колес.

Планетарная передача при одинаковых условиях применения примерно в 2 раза легче редуктора с неподвижными осями колес.

На рис. 18.84 показаны зависимости массы редукторов от передаточного отношения при расчете: по критерию сопротивления контактной усталости (кривые *1*, *2* для передачи с неподвижными осями колес и *1′*, *2′* — для планетарной передачи); по критерию грузоподъемности подшипников (кривые *3′*, *4′* только для планетарных передач). Вращающий момент на тихоходном валу для всех редукторов 10 кН·м. Зависимости *1* и *1′* определены при $\sigma_{HP}=1150$ МПа, $K_{\Sigma H}=2$; зависимости *2* и *2′* — при $\sigma_{HP}=1150$ МПа,

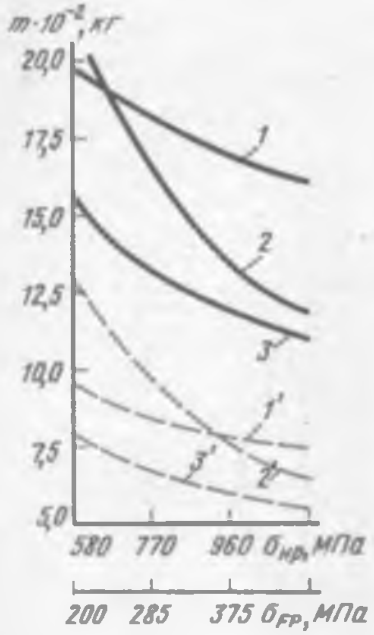


Рис. 18.83. Зависимость массы зубчатых редукторов от прочности зубьев

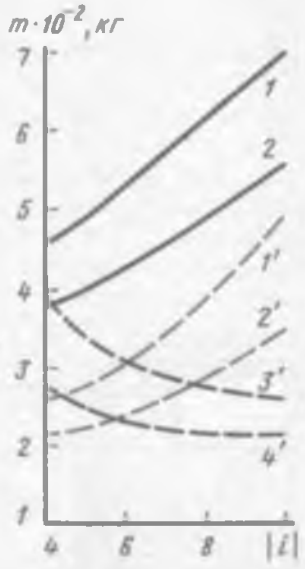


Рис. 18.84. Зависимость массы зубчатых редукторов от передаточного отношения

$K_{\Sigma H}=1.1$; зависимость *3'* — при ресурсе подшипников качения 10^4 ч; зависимость *4'* — при ресурсе $5\cdot10^3$ ч.

Приведенные данные свидетельствуют о существенном увеличении массы при увеличении передаточного отношения $|i|$. Масса планетарной передачи при $|i|<6$, в первую очередь, зависит от типоразмера подшипников качения.

Компоновочные решения редукторов определяются требуемым расположением осей входного и выходного валов. Наибольшее распространение получили редукторы с параллельными осями валов. На рис. 18.85, *а* показан соосный редуктор, на рис. 18.85, *б*, *в* — редукторы с пересекающимися осями, на рис. 18.86 — редуктор с перекрещивающимися осями.

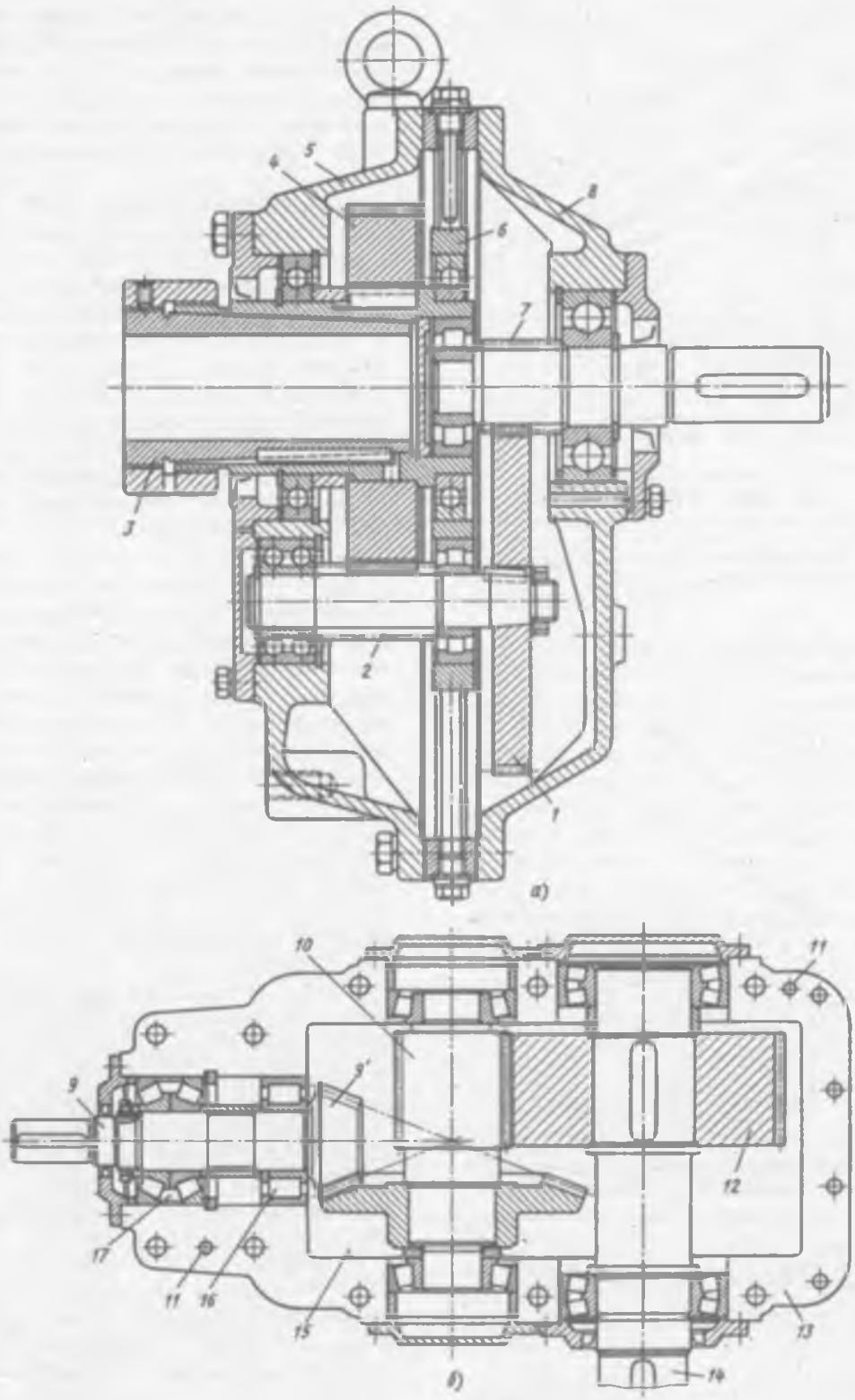
Изображенный на рис. 18.85, *а* редуктор состоит из двух последовательно соединенных зубчатых пар *7—1* и *2—4*. Входное звено *7* соосно с выходным звеном *3*. Промежуточное звено представляет собой вал-шестерню *2* и связанное с ней коническим соединением зубчатое колесо *1*. Колесо *4* неподвижно соединено с валом *3*. Звенья *2*, *3* и *7* установлены в подшипниках качения, размещенных в корпусных деталях *5*, *6*, *8*, плотно и неподвижно соединенных между собой. Один из подшипников входного звена установлен внутри выходного звена.

На рис. 18.85, *б* показан редуктор, у которого оси входного и выходного валов пересекаются. Он составлен из двух зубчатых пар: конической *9—15* и цилиндрической *10—12*. Коническая шестерня *9'* выполнена как одно целое с валом *9*, а цилиндрическая шестерня *10* — как одно целое с промежуточным валом, с которым посредством посадки с натягом соединено коническое колесо *15*. Колесо *12* соединено с выходным валом *14*. Вал-шестерня *9* установлен в подшипниках, причем радиальный роликовый подшипник *16* воспринимает только радиальную нагрузку, а радиально-упорный конический подшипник *17* — осевую и радиальную нагрузку.

Корпус *13* выполнен разъемным в плоскости осей зубчатых пар. Верхняя и нижняя части корпуса соединены болтами, а требуемая точность взаимной установки обеспечена с помощью штифтов *11*.

Редуктор, представленный на рис. 18.85, *в*, выполнен по той же схеме, что и редуктор, изображенный на рис. 18.85, *б*, но в нем использован корпус *18*, не имеющий разъемов в плоскости осей валов.

К входному звену — конической шестерне *25* — присоединен вал гидромотора *24*, а на выходном валу *14* установлен опорный приводной ролик *19* машины. Сборку редуктора производят, используя отверстия в корпусе. Через верхнее отверстие опускают колесо *12*, а через боковое — заводят вал *14* и стопорят на нем колесо *12* с помощью кольца *26*; аналогично опускают колесо *15* и вставляют в него вал-шестерню *10*. Боко-


4
5
8
6
7
3
2
1
а)
10
11
9
9'
12
17
11
16
15
13
14
б)

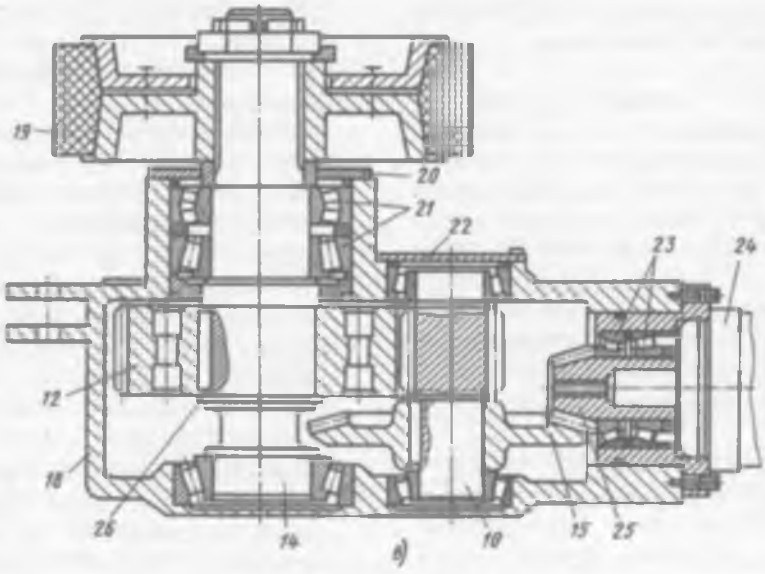


Рис. 18.85. Зубчатые редукторы

вые отверстия закрывают крышками *20* и *22*. Закрывают и верхнее отверстие. Такая конструкция имеет меньше уплотняемых стыков, чем конструкция на рис. 18.85, *б*, и поэтому более герметична. Габаритные размеры и масса редуктора при одинаковых параметрах нагружения меньше, чем редуктора, показанного на рис. 18.85, *б*.

Особенностью конструкции редуктора (см. рис. 18.85, *в*) является исполнение подшипниковых опор *21* и *23*. Исполнение опоры *21* требует тщательного подбора подшипников по жесткости и радиальным зазорам, а конструкция опоры *23* может быть отработана только при рассмотрении ее нагружении вместе с опорой вала гидромотора.

На рис. 18.86 дан пример конструктивного исполнения червячной передачи. Червяк *1* установлен в корпусе *3* на радиально-упорных шариковых подшипниках.

Червячное колесо *2* выполнено как одно целое с полым валом и установлено в корпусе *3* на радиально-упорных роликовых подшипниках. Червяк и червячное колесо могут быть присоединены к другим устройствам с любой стороны корпуса. Корпус *3* выполнен неразъемным и закрыт крышкой *4*, которая центрируется на наружной поверхности подшипника. Отверстия под подшипники таковы, что допускают в процессе сборки установку червяка и червячного колеса в неразъемный корпус.

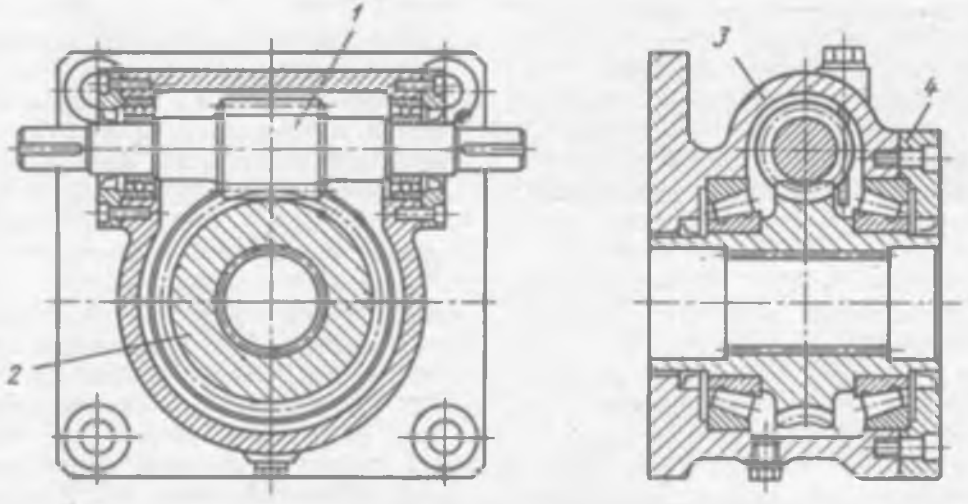


Рис. 18.86. Червячный редуктор

Выбор геометрических параметров зацепления зубчатой передачи

Качество зубчатой передачи зависит от большого числа факторов. Если говорить о первых этапах конструирования, то наряду с выбором схемы механизма первостепенную роль играет выбор геометрических параметров зацепления. Подробные рекомендации на этот счет и расчет геометрических параметров приведены в справочнике [9]. Здесь же остановимся на некоторых особенностях, которые целесообразно учитывать при выборе вида зацепления и его параметров.

В передачах с параллельными осями колес предпочтение отдается эвольвентному зацеплению, хотя по ряду качественных показателей оно уступает другим видам зацепления. Благодаря технологичности эвольвентного зацепления можно добиться высокой точности зацепления и высокой несущей способности. Например, из-за трудностей, возникающих при шлифовании зубьев циклоидального профиля, зубьев передачи Новикова, обычно не используют колеса с такой же высокой твердостью поверхности зубьев и соответственно их высокой контактной прочностью, как при эвольвентном зацеплении. Учитывая совокупность и взаимное влияние качественных показателей, в большинстве случаев целесообразно использовать эвольвентное зацепление.

Общие рекомендации по выбору геометрических параметров зубчатой передачи могут быть даны только исходя из условий ее работы и оценки критериев ее работоспособности [1, 6].

Основной параметр зацепления, который можно варьировать без каких-либо затрат и с помощью которого можно влиять на несущую способность передачи, — это смещение исходного контура для зубчатого колеса и сумма смещений для зубчатой пары. Увеличивая сумму смещений для внешнего зацепления, увеличивают приведенный радиус кривизны и соответственно контактную прочность и сопротивление контактной усталости (расчет зубьев на прочность и сопротивление усталости приведен в ГОСТ 21354—87).

Выбирая смещения исходного контура, можно добиться одинаковой прочности и одинакового сопротивления усталости при изгибе зубьев шестерни и колеса. Также можно снизить удельные скольжения и сделать их равноценными по изнашиванию у ножки зуба шестерни и ножки зуба колеса (в основном это имеет значение для зубчатых передач, работающих в агрессивной среде).

Более плавной работы передачи можно добиться, выбирая сумму смещений исходного контура, обеспечивающую максимально возможный коэффициент торцового перекрытия.

Повышают несущую способность передачи и плавность работы путем увеличения угла наклона зуба в косозубой или шевронной передаче, но при этом следует учитывать изменение силового воздействия на валы и опоры передачи.

Повышают несущую способность и уменьшают чувствительность передачи к погрешностям изготовления и деформациям под нагрузкой благодаря продольной модификации зуба, придав ее рабочей поверхности небольшую конусность или бочкообразность. При этом либо зуб при нагружении прилегает к поверхности сопряженного зуба по линии (а не в точке), либо контакт зубьев локализован и удален от края зуба (торца колеса), где он менее прочен, чем в середине.

Динамические нагрузки можно снизить, осуществив модификацию профиля головки зуба — изменение ее формы с монотонным увеличением отклонения профиля зуба от теоретического на участке от заданной точки до вершины. Модификацию выполняют для предотвращения кромочного удара при входе зубьев в зацепление, применяют при окружных скоростях свыше 4—10 м/с соответственно при 8—6-й степенях точности для прямозубых колес и свыше 6—16 м/с при тех же степенях точности для косозубых колес.

Качественные показатели передачи повышают и путем модификации ножки зуба — изменения ее формы с монотонным увеличением отклонения профиля зуба от теоретического на участке от заданной точки до основания зуба. Цели, достигаемые модификацией, — улучшение условий смазывания, образование клиновидного зазора, обеспечение плавного перехода при шлифовании зуба, предотвращение заклинивания сопряженного зуба. Наибольший эффект может быть достигнут только при комплексном использовании данных мероприятий наряду с выбором материалов, термической или химико-термической обработки и способа формообразования, изготовления и доводки зубьев.

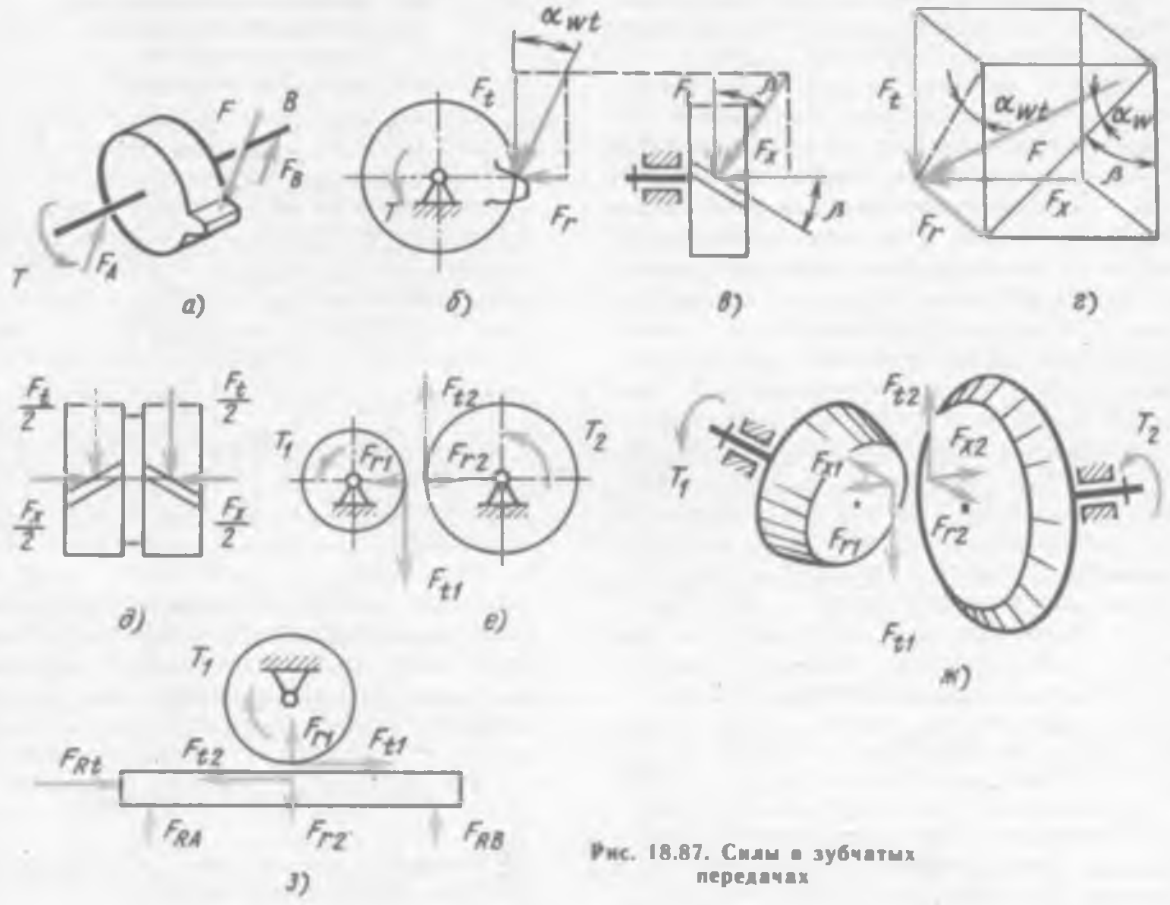


Рис. 18.87. Силы в зубчатых передачах

$= 2T/d_{w1}$ (рис. 18.87, *б*) и радиальную $F_r = F_t \operatorname{tg}\alpha_w / \cos\beta$. В косозубом колесе появляется еще и осевая составляющая $F_x = F_t \operatorname{tg}\beta$ (рис. 18.87, *в*, *г*), где β — угол наклона зуба. В шевронном зубчатом колесе (рис. 18.87, *д*) осевые составляющие $F_x/2$ взаимно уравновешиваются. Полная сила в косозубом колесе (рис. 18.87, *г*) определяется как диагональ прямоугольного параллелепипеда со сторонами F_t, F_r, F_x. При этом $F = F_t/(\cos\beta\cos\alpha_w)$, где α_w — угол зацепления в нормальном сечении зуба.

В зубчатой паре (рис. 18.87, *е*) касательная и радиальная силы, действующие на шестерню, равны и противоположно направлены тем же силам, действующим на колесо. Индекс 1 относится к шестерне, индекс 2 — к колесу.

В конической прямозубой передаче (рис. 18.87, *ж*) силы также раскладывают на три составляющие и определяют из условия равновесия звеньев:

$$F_{t1} = 2T_1/d_{m1},\ F_{t2} = 2T_2/d_{m2};\ F_{x1} = F_{t1}\operatorname{tg}\alpha_w \sin\delta_1,$$
$$F_{r1} = F_{t1}\operatorname{tg}\alpha_w \sin\delta_2;\ F_{t1} = -F_{t2};\ F_{x1} = -F_{r2};$$
$$F_{r1} = -F_{x2},$$

где d_{m1} и d_{m2} — средний делительный диаметр соответственно шестерни и колеса.

В реечной зубчатой передаче (рис. 18.87, *з*) силы определяют, как для зубчатой пары, показанной на рис. 18.87, *е*. Здесь $F_{t1} = -F_{t2}$, $F_{r1} = -F_{r2}$, а реакция F_{RA} и F_{RB} определяют, как для балки, нагруженной силами F_{t2}, F_{r2} и F_{Rt} причем $F_{Rt} = -F_{t2}$.

Для определения сил в червячной передаче (рис. 18.88) рассматривают отдельно равновесие червяка *1* и колеса *2*, при этом получают окружные составляющие сил $F_{t1} = 2T_1/d_1$; $F_{t2} = 2T_2/d_2$, причем $T_1 = T_2/u\eta$, где T_1 и T_2 — вращающие моменты; d_1 и d_2 — делительные диаметры соответственно червяка и колеса; u — передаточное число; η — КПД.

Осевые F_x и радиальные F_r составляющие определяют из равенств $F_{x1} = -F_{t2}$, $F_{x2} = -F_{t1}$, $F_{r1} = -F_{r2}$, причем $F_r = F_{t2}\operatorname{tg}\alpha_x$, $F_{x2} = F_{t2}\operatorname{tg}(\gamma \pm \rho)$, где α_x — угол профиля витка архимедова червяка в главном сечении; γ — угол винтовой линии червяка, ρ — угол трения; знаки «+» или «—» соответствуют ведущему или ведомому червяку.

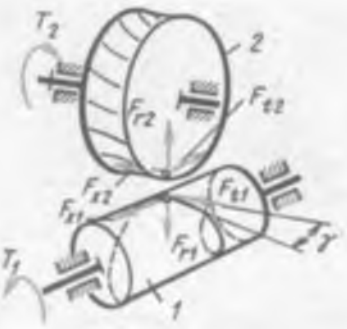


Рис. 18.88. Силы в червячной передаче

Полная сила в зацеплении с учетом трения $F = F_{t2}\cos\rho/(\cos\alpha_n\cos(\gamma \pm \rho))$, где α_n — угол профиля витка червяка в нормальном сечении, определяют из выражения $\operatorname{tg}\alpha_n = \operatorname{tg}\alpha_x\cos\gamma$.

Выбор схемы редуктора, особенности конструирования и расчета планетарной зубчатой передачи

Наиболее распространены передача по схеме *2* на рис. 18.82 и редукторы, составленные из двух механизмов с одновенцовым сателлитом (схема *4* на рис. 18.82). В этих схемах целесообразно передаточное отношение $|i|$ первого механизма принимать в 1,5—2,5 раза большим, чем $|i|$ второго механизма, так как второй механизм нагружен большим моментом и его размеры определяют размеры редуктора в целом. Применяют также передачу с двухвенцовым сателлитом с одним внешним и одним внутренним зацеплениями (см. рис. 12.29, *б*).

На рис. 18.89 показаны примерные зависимости диаметрального размера D (в относительных единицах) от передаточного отношения при одном и том же моменте на ведомом звене. Видно, что с увеличением передаточного отношения размеры увеличиваются у различных передач по-разному. Для схемы *2* минимальные размеры получаются при наибольшей разности диаметров венцов сателлитов. Зависимости обозначены следующим образом: *1* — для передачи с одновенцовым сателлитом; *2* — с двухвенцовым сателлитом с одним внешним и одним внутренним зацеплением; *3* — для редуктора, состоящего из двух передач с одновенцовым сателлитом; *4* — для передачи типа $k-h-v$ с цевочным зацеплением.

Штриховая линия характеризует диаметральные размеры волновой зубчатой передачи.

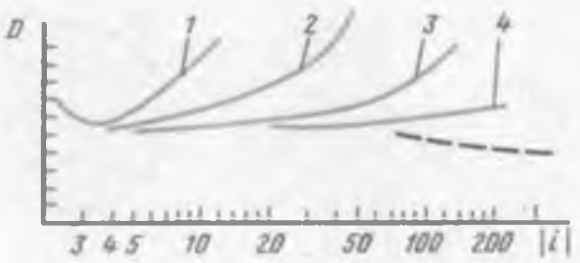


Рис. 18.89. Зависимость габаритных размеров от схемы планетарной передачи и передаточного отношения

Выбор числа сателлитов, числа зубьев колес и геометрический расчет производит в соответствии с условиями соседства сателлитов, сборки передачи и соосности зубчатых пар.

Условие соседства обеспечивает установку сателлитов в водиле без соприкосновения вершин зубьев соседних сателлитов.

Если сателлиты располагать на одинаковом расстоянии один от другого, то это условие запишется следующим образом (см. рис. 18.90).

Угол $\psi = 2\pi/n_w$, где n_w — число сателлитов. Расстояние $AB = a_w\sin 2\pi/n_w$ — катет треугольника ABO. Расстояние AB должно быть больше радиуса d_{a2} окружности вершин сателлита: $a_w\sin 2\pi/n_w > d_{a2}/2$. Это неравенство характеризует предельное условие соседства сателлитов. Оно зависит от соотношения диаметров окружностей центральных колес. Например, в схеме на рис. 18.90, *а* нельзя разместить более трех сателлитов, а в схеме на рис. 18.90, *б* предельное число сателлитов может быть значительно большим.

Однако часто число сателлитов принимают меньше предельного, но не меньше трех. Это объясняется условием размещения элементов водила между сателлитами. Водило имеет обычно форму, показанную на рис. 18.90, *в*. Связи S особенно трудно разместить при малом отношении диаметров центральных колес (рис. 18.90, *г*). Кроме того, значительное увеличение числа сателлитов приводит к усложнению передачи. При числе сателлитов, меньшем трех, эффект от применения планетарной передачи заметно снижается. Наиболее употребительны числа сателлитов $n_w = 3$ при $z_b/z_a < 10$, $n_w = 4$ при $z_b/z_a < 3{,}5$, $n_w = 5$ при $z_b/z_a < 2{,}5$, $n_w = 6$ при $z_b/z_a < 2$, где z_b и z_a — числа зубьев соответственно центральных колес a и b (рис. 18.90, *б*). Для передач с двухвенцовыми сателлитами число сателлитов выбирают из условия размещения без соприкосновения венцов с большим диаметром.

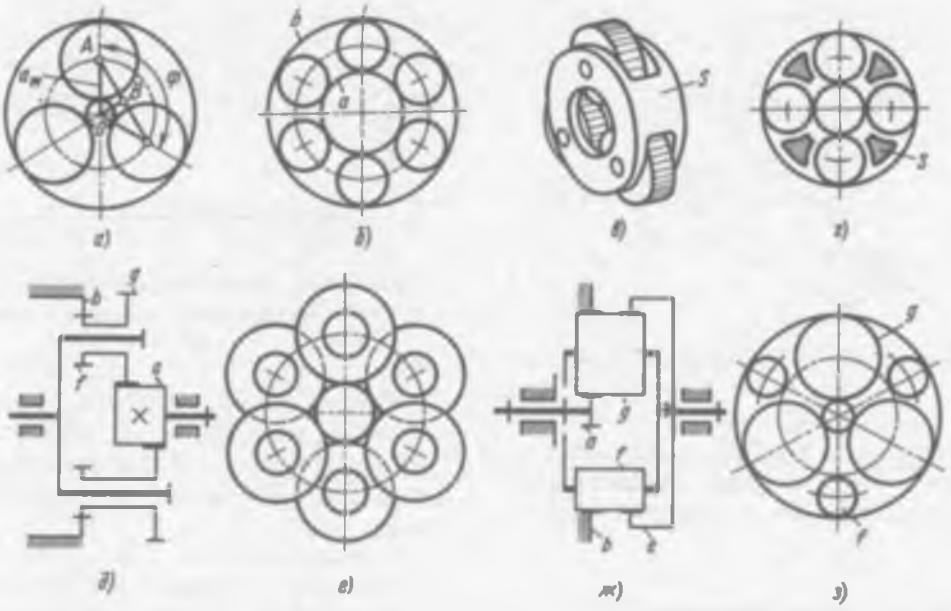


Рис. 18.90. К условию соседства сателлитов в планетарных передачах

Чтобы расположить как можно больше сателлитов, иногда эти венцы соседних сателлитов смещают в осевом направлении (рис. 18.90), *д*, *е*).

Для передач с тремя зацеплениями (рис. 18.90, *ж*) число сателлитов, зацепляющихся с зубчатыми колесами *b* и *e* может быть больше, чем сателлитов, зацепляющихся с колесом *a*: Сателлиты *g* зацепляются со всеми тремя центральными колесами, а в свободных местах между ними размещены сателлиты *f*, зацепляющиеся только с двумя колесами. Несущая способность внутренних зацеплений и определяет несущую способность передачи по данной схеме.

В данной схеме сателлиты *f* так же, как и сателлиты *g*, выполнены с общим венцом.

Условие сборки представляет собой соотношение между числами зубьев колес планетарной передачи, обеспечивающее их сборку. Обычно имеет смысл условие сборки при симметричном расположении сателлитов. Очевидно, что установить сателлит между центральными колесами можно, повернув их относительно друг друга так, чтобы зубья сателлита оказались напротив впадин центральных колес. Последующая установка второго и всех других сателлитов может быть обеспечена только при соблюдении условия сборки. Оно обеспечивается при следующих соотношениях чисел зубьев: для передачи с одновенцовым сателлитом (рис. 18.90. *а—г*) $(z_a+z_b)/n_w=C$, где z_a, z_b — числа зубьев центральных колес; n_w — число сателлитов; C — любое целое число; для передачи с двухвенцовым сателлитом (рис. 18.90, *д*) $(z_a z_f+z_g z_b)/(n_w B_{gf}))=C$, где B_{gf} — наибольший общий делитель чисел зубьев венцов сателлитов z_g и z_f; для передачи типа $k-h-v$ (см. схему *5* на рис. 18.82) $z_b/n_w=C$.

Для передач с двухвенцовым сателлитом необходимо обеспечить точное относительное расположение зубчатых венцов и отметить зуб одного венца, точно расположенный напротив зуба второго венца. Поворачивая сателлит на соответствующий угол, можно собрать передачу.

При выполнении сателлита с общим венцом (рис. 18.90, *е*) принимают $|z_b-z_e|=n_w$.

Согласно условию соосности межосевые расстояния зубчатых пар планетарной передачи одинаковы, благодаря чему обеспечивается совпадение осей центральных колес и сателлитов.

Условие соосности записывается так: $a_{w1}=a_{w2}$, где a_{w1}, a_{w2} — межосевые расстояния соответственно первой и второй зубчатых пар (рис. 18.91, *а—в*).

При выполнении этого условия следует учитывать, что внутреннее зацепление практически неосуществимо без смещений исходного контура. Выполняют условие соосности, варьируя коэффициенты смещений, а также, например, углы наклона зубьев β_1 и β_2 (рис. 18.91, *а*). Коэффициент смещения для сателлита, показанного на рис. 18.91, *б*, должен быть одинаковым при расчетах внутреннего и внешнего зацепления. Путем выбора коэффициентов

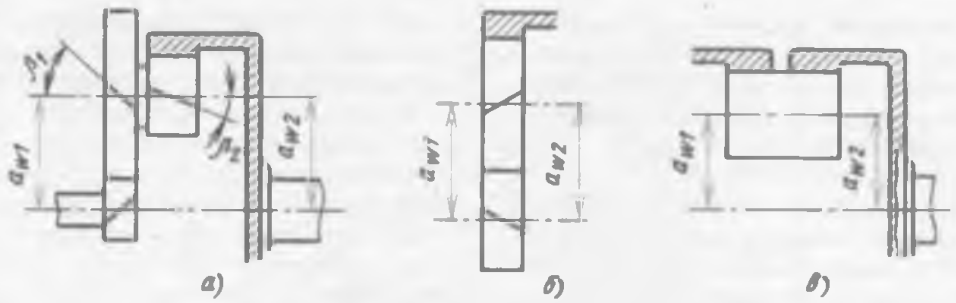


Рис. 18.91. К условию соосности в планетарных передачах

смещений можно обеспечить соосность звеньев в схеме, показанной на рис. 18.91, *в*, при изготовлении сателлита с одним общим венцом для обоих зацеплений. При этом числа зубьев центральных колес могут отличаться на один, два, три и т. д. Разность чисел зубьев выбирают равной числу сателлитов или кратной ему.

Силы в планетарной зубчатой передаче определяют в соответствии с условиями равновесия звеньев схем на рис. 18.92.

В схеме на рис. 18.92, *а* центральное колесо зацепляется с тремя сателлитами. Момент T_1 на центральном колесе уравновешивается силами F_1', F_1'', F_1''' в зацеплениях, т. е. $F_1' r_{b1} + F_1'' r_{b1} + F_1''' r_{b1} = T_1$, где r_{b1} — радиус основной окружности центрального колеса. Если предположить, что силы в зацеплениях одинаковы, то $F_1 = T_1/(r_{b1} n_w)$, где n_w — число сателлитов.

В действительности из-за неточностей изготовления и возникающего вследствие этого различия зазоров в зацеплении нагрузка распределяется неравномерно (рис. 18.92 *б*). Равновесие при этом не нарушается благодаря реакции в центральной опоре F_A. Так как приведенные силы не могут быть однозначно определены с помощью уравнений статики, то получается статически неопределимая система. В такой системе силы в зацеплениях могут существенно различаться. Чтобы систему сделать статически определимой, достаточно в данном примере исключить опору — сделать центральное колесо «плавающим». Равенство сил при условии их статического распределения будет обеспечено только в трехсателлитной передаче с использованием «плавающего звена». При числе сателлитов, большем трех, можно уменьшить неравномерность, но исключить

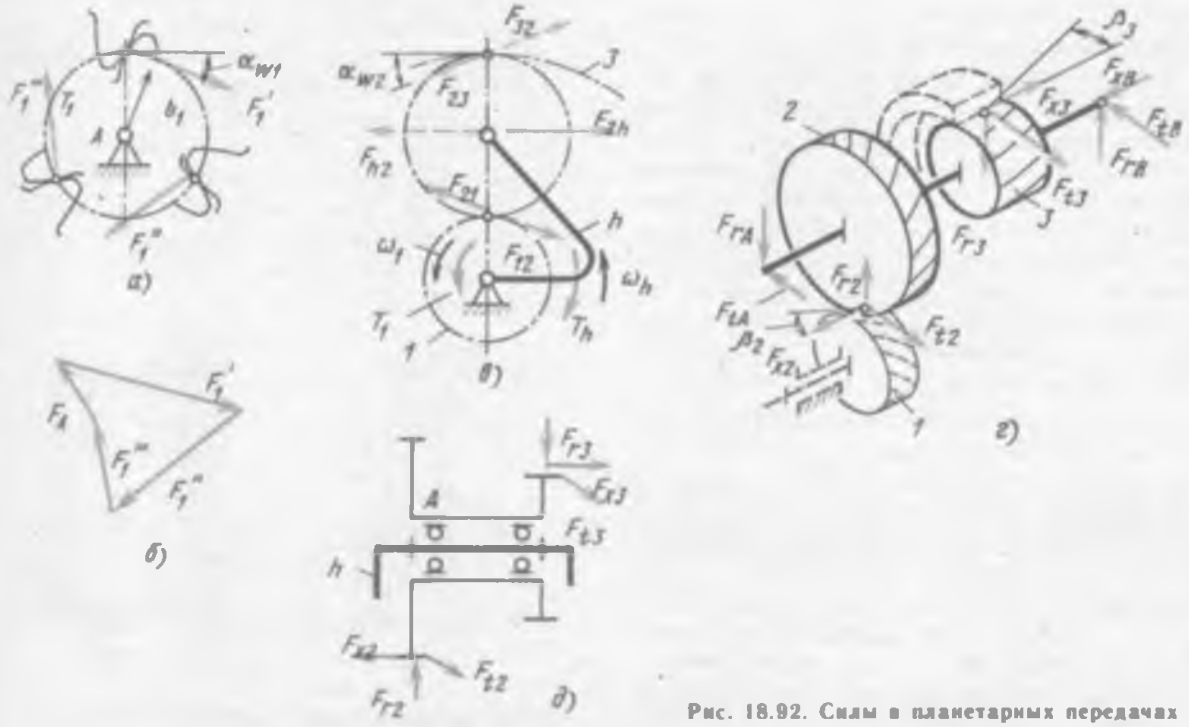


Рис. 18.92. Силы в планетарных передачах

ее полностью нельзя. Наличие сил инерции при вращении звеньев приводит к неравномерности распределения нагрузки по сателлитам. Неравномерность учитывают коэффициентом — отношением максимальной силы в зацеплении к средней силе; $K_н = F_{1max}/F_1$. Коэффициент неравномерности $K_н$ принимают в зависимости от точности изготовления и мероприятий по выравниванию нагрузки. При 7-й степени точности и «плавающем» центральном колесе в трехсателлитной передаче $K_н = 1{,}1 \ldots 1{,}15$, при тех же условиях, но при расположении центральных звеньев в опорах $K_н = 1{,}35 \ldots 1{,}5$. Нагрузки на подшипники сателлитов и оси водила определяют в соответствии со схемой на рис. 18.92, *в*. Одновенцовый сателлит момента не передает и находится в равновесии под действием сил F_{21}, F_{23}, F_{2h} со стороны центральных колес *1*, *3* и водила *h*. Силу F_{2h} можно определить, решив векторное уравнение $F_{21} + F_{23} + F_{2h} = 0$, или из равенства проекций на горизонтальную ось: $F_{21}\cos\alpha_{w1} + F_{23}\cos\alpha_{w2} + F_{2h} = 0$. Если полагать, что углы зацеплений α_{w1} и α_{w2} примерно одинаковы, а также что моменты сил F_{21} и F_{23} относительно оси сателлита равны и противоположно направлены, то получим $F_{2h} = -2F_{21}\cos\alpha_{w1}$. При этом надо учитывать также $K_н$.

В передаче с двухвенцовым сателлитом рассматривают равновесие каждого из сателлитов (рис. 18.92, *г*). Как для обычной косозубой передачи определяют окружные F_{t2} и F_{t3}, радиальные F_{r2} и F_{r3}, а также осевые составляющие F_{x2} и F_{x3}.

Чтобы осевые составляющие F_{x2} и F_{x3} уравновешивали друг друга, наклон зубьев венцов выбирают в одну сторону. Чтобы $F_{x2} \approx F_{x3}$, нужно подобрать углы наклона зубьев β_2 и β_3, удовлетворяющие условию $\mathrm{tg}\beta_2/\mathrm{tg}\beta_3 = d_{w3}/d_{w2}$, где d_{w2} и d_{w3} — начальные диаметры зубчатых венцов сателлита. Реакции в опорах *A* и *B* сателлита определяют исходя из условия равновесия его оси или двухвенцового колеса, когда опоры расположены внутри него (рис. 18.92, *д*).

Особенностью расчета на прочность элементов многосателлитных передач является распределение нагрузки между несколькими парами. Все характеристики приводятся к одной зубчатой паре. При этом учитывается, что число циклов напряжений в зубьях центрального колеса *a* за время *t* $N_a = n_a(n_a - n_h)60t$, для зубьев сателлита $N_g = (n_g - n_h)60t$, где n_w — число сателлитов; n_a, n_g, n_h — частота вращения соответственно колес *a*, *g* и водила *h*.

За один оборот одновенцового сателлита при нереверсивной нагрузке зуб испытывает симметричный цикл напряжений изгиба.

Модуль зубьев внутреннего зацепления для схемы, показанной на рис. 18.92, *г* рекомендуется принимать в 1,5—2 раза большим модуля внешнего зацепления. Для второго механизма двухступенчатой передачи (см. схему *3* на рис. 18.82) также модуль принимают в 1,5—2 раза большим, чем для первого механизма.

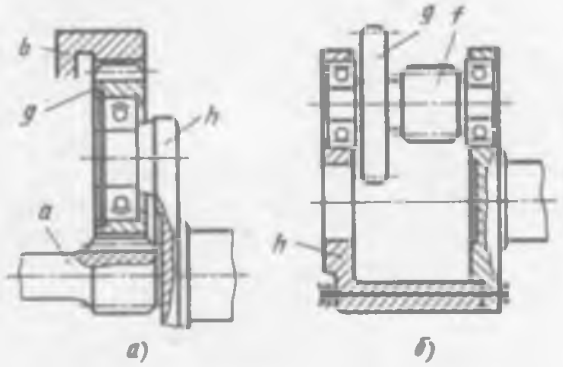
Специфичными деталями планетарной зубчатой передачи являются водила и сателлиты. Наиболее характерные их решения приведены на рис. 18.93, *а*, *б*. В схеме на рис. 18.93, *а* водило *h* имеет консольные оси сателлитов. Сателлит устанавливают на сферический или радиальный шариковый подшипник во избежание перекосов зубьев, вызванных деформацией оси сателлита.

На рис. 18.93, *б* показано водило *h* с двухвенцовым сателлитом *g*—*f*. Водило составлено из двух дисков, жестко связанных между собой. Такая конструкция водила обеспечивает высокую крутильную жесткость и малые перекосы осей.

Центральные зубчатые колеса *a*, *b* (см. рис. 18.93, *а*) выполняют такими же, как для передач с неподвижными осями.

На рис. 18.94, *а*, *б* изображены схема и конструкция планетарного редуктора несущего винта вертолета, представляющего собой замкнутую передачу, составленную из двух планетарных зубчатых механизмов. Повышенные требования к габаритным размерам и массе обусловили его сравнительно сложную конструкцию.

Ведущий вал *2* (рис. 18.94) соединен с центральным колесом a_1 первого механизма. Центральное колесо с внутренними зубьями b_1 этого механизма соединено с центральным колесом с внешними зубьями a_2 второго механизма, а водило h_1 — с ко-



а) *б*)

Рис. 18.93. Детали планетарных передач

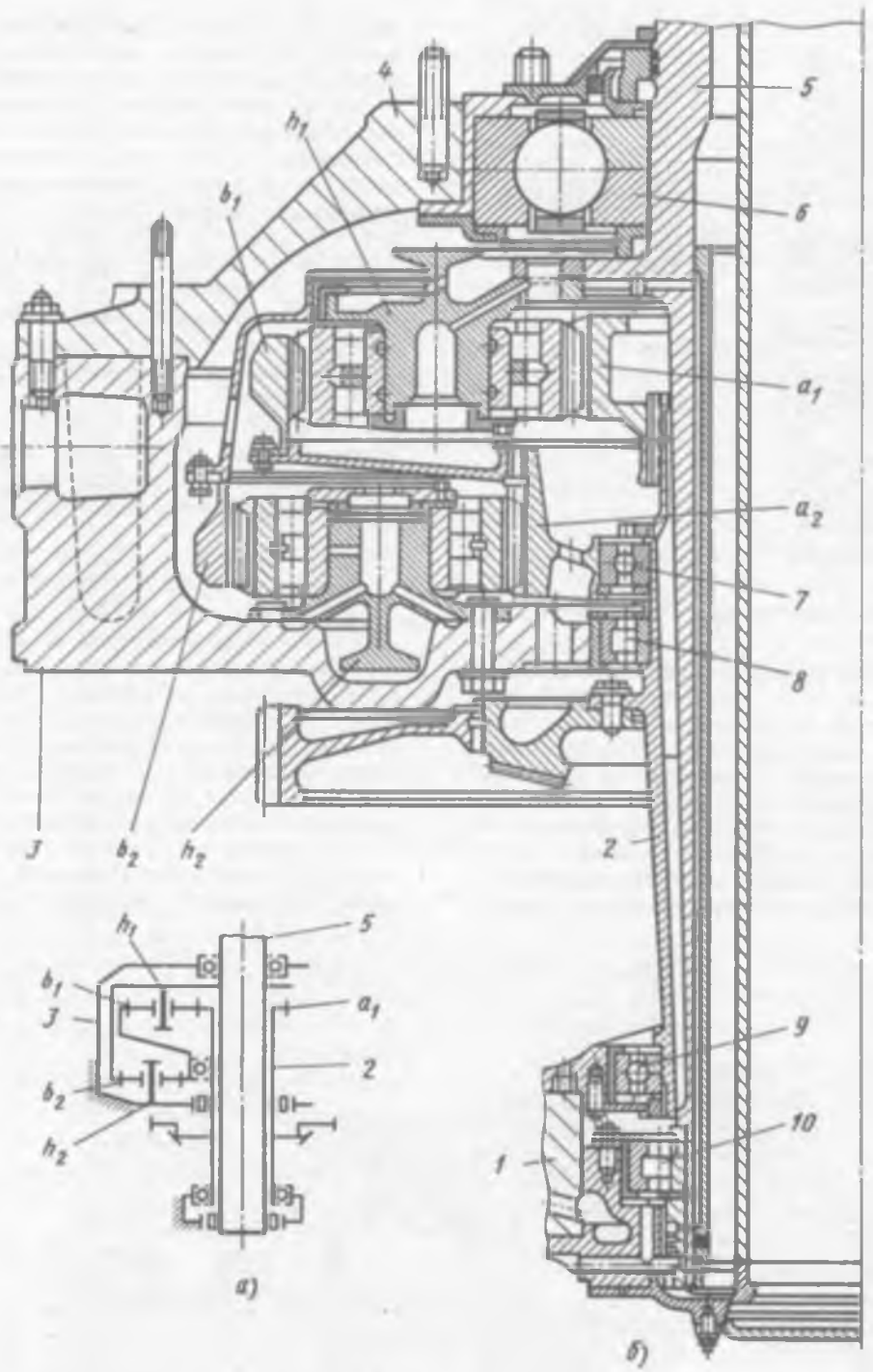


Рис. 18.94. Редуктор несущего винта вертолета

лесом b_2 и ведомым валом *5*. Водило h_2 соединено с корпусом *3*.

Передаточное отношение редуктора $i_{2-5} = 1 + \frac{z_{b1}}{z_{a1}}\left(1 + \frac{z_{b2}}{z_{a2}}\right)$, где z — числа зубьев колес с соответствующими индексами.

Ведущий вал *2* (рис. 18.94, *б*) установлен на подшипниках *9* и *8*, расположенных соответственно в деталях корпуса *1* и *3*. Ведомый вал *5* установлен на подшипниках *10* и *6*, расположенных соответственно в корпусных деталях *1* и *4*. Подшипник *6* наряду с радиальной нагрузкой полностью воспринимает внешнюю осевую нагрузку.

Центральное колесо a_2 установлено на подшипнике *7*. Второй опорой ему служат сателлиты второго механизма, а с колесом

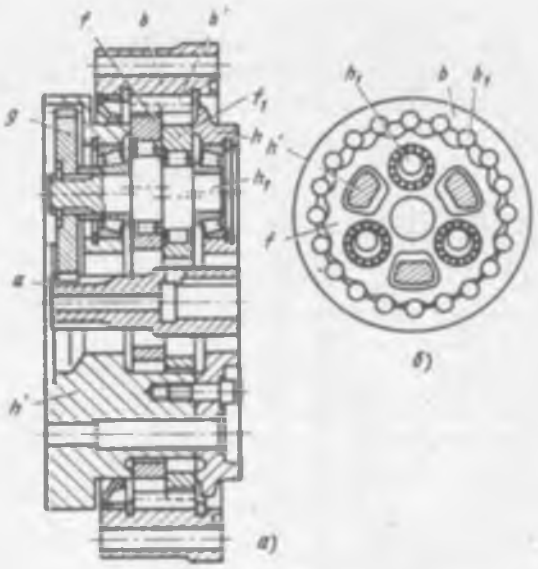


Рис. 18.95. Редуктор для манипулятора

h_1 оно связано зубчатой муфтой. Самоустановка колес b_1 и b_2 осуществляется благодаря тонкостенным упругим элементам их связи с другими звеньями. Оси сателлитов выполнены консольными. В сателлиты встроены роликовые подшипники. Водила имеют повышенную жесткость в основании консольных осей благодаря тавровому сечению ребер.

На рис. 18.95 показан редуктор, предназначенный для встраивания в шарниры манипуляторов. Сателлиты g, равномерно размещенные по окружности (их обычно три), приводят во вращение эксцентриковые валы h_1, а те, в свою очередь, сообщают плоскопараллельное движение сателлитам f и f_1. Сателлиты f и f_1 обкатываются по зубьям (цевкам) b' центрального колеса b. Если неподвижно водило h, то $i_{a-b} = i_{a-g} i_{h1-b} = -\frac{z_g}{z_a} \frac{1}{1-z_1/z_b}$, а при неподвижном колесе b и ведомом водиле h $i_{a-h} = 1 + \frac{z_g}{z_a(1-z_1/z_b)}$. Применяют такую схему при $i_{a-h} = 57 \ldots 192$ и моменте на выходном звене до 3800 Н·м. Если эксцентриковые валы соединить непосредственно с двигателями и расположить двигатели на водиле, то

$$\frac{\omega_{h1} - \omega_h}{\omega_h} = \frac{1}{z_1/z_b - 1}.$$

Особенностью конструктивной схемы является то, что сателлиты f и f_1 расположены в параллельных плоскостях. Диски водила h жестко соединены между собой связью h', проходящей через отверстия сателлитов. Водило присоединяют к ведомому звену, которое имеет свои подшипниковые опоры (на рисунке не показаны). Сателлит f с центральным колесом b имеет внецентроидное цевочное зацепление. Передача обладает высокой крутильной жесткостью, малой инер-

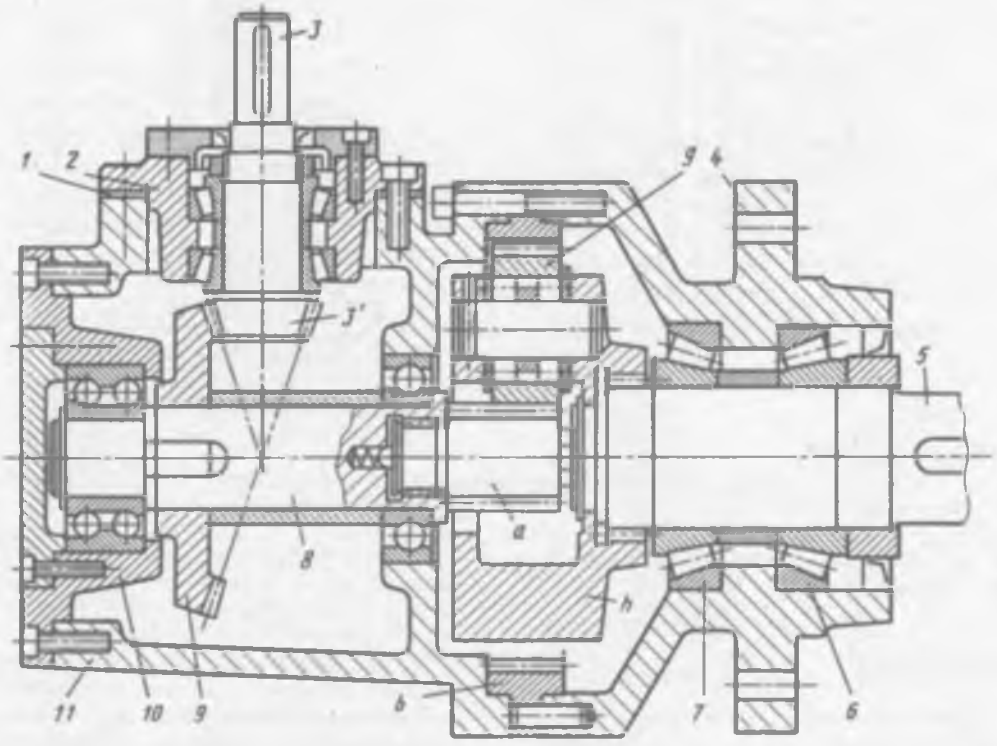


Рис. 18.96. Редуктор, содержащий коническую и планетарную зубчатые передачи

ционностью, имеет КПД 0,75—0,94 (в зависимости от параметров).

На рис. 18.96 показан редуктор, содержащий коническую и планетарную зубчатые передачи. При последовательном соединении обычно планетарную передачу используют в качестве последней ступени редуктора, нагруженной наибольшим моментом. В этом случае получают меньшие габаритные размеры, чем при использовании планетарной передачи в качестве первой ступени.

Редуктор рассчитан на меньшую мощность привода и меньший момент на выходном валу *5*, чем редуктор, изображенный на рис. 18.95, поэтому у него более простые конструкции деталей.

Особенностью данной конструкции является наличие нескольких блоков. Вал-шестерня *3* установлен во втулке *2* на конических подшипниках. Сборочную единицу, состоящую из деталей *3* и *2*, присоединяют к корпусу *11*. Коническое колесо *9*, закрепленное на валу *8*, вместе с подшипниками и опорной деталью *10* также представляют собой сборочную единицу, устанавливаемую в корпусе *11* путем осевого перемещения (на рисунке слева направо). Зазор в зацеплении конической передачи регулируют прокладкой *1*. Вал *8* соединен с центральным колесом *a* планетарной передачи с помощью зубчатой муфты. Аналогично соединено водило *h* с выходным валом *5*. Сателлиты *g* установлены на роликовых подшипниках без внутреннего и внешнего колец. Вал *5* установлен в опорной части *4* корпуса на конических подшипниках *6* и *7*. Подшипники как входного, так и выходного валов расположены так, что обеспечивается наибольшая жесткость при приложении консольной силы на вал. Корпус *11* жестко соединен с центральным колесом *b* и опорной частью *4*.

Особенности конструирования волновой зубчатой передачи

Волновую зубчатую передачу применяют в приводах мощностью до 30—40 кВт с моментом на выходном звене до 100—150 кН·м. Специфичными деталями волновой зубчатой передачи являются гибкое колесо *g* (рис. 18.97) и генератор волн *h*. Гибкое колесо чаще выполняют в виде цилиндрической тонкостенной оболочки (рис. 18.97, *а—в*), тонкостенного кольца (рис. 18.97, *г*, *д*) или диафрагмы (рис. 18.97, *е*).

Наиболее ответственные детали передачи — гибкий подшипник *2* (см. рис. 18.97, *а*, *б*) и гибкое колесо. Гибкое колесо имеет тонкое днище *g'*, допускающее осевые перемещения торца цилиндрической оболочки при ее радиальном деформировании с противоположного днищу края. Длину гибкого колеса выбирают от $0{,}5d$ до d, где d — диаметр его срединной поверхности до деформирования. Толщину стенки колеса выбирают примерно равной $d/100$. Зубья — эвольвентные с углом профиля исходного контура 20° или 30°. Для гибкого колеса используют, например, стали 30ХГСНА, 35ХГСА, 50ХГ, 60С2, закаленные с высоким отпуском до HRC, 32—36. Основными критериями работоспособности передачи являются прочность гибкого колеса в местах концентрации напряжений, обычно под впадиной зуба, а также статическая и динамическая грузоподъемность гибкого подшипника. Внутренний диаметр d_g гибкого колеса в первом приближении может быть определен в зависимости от вращающего момента T_g на выходном валу:

d_g, мм	62	80	100	120	160	200
T_g, Н·м	45 . . . 63	90 . . . 140	180 . . . 280	355 . . . 560	710 . . . 1000	1400 . . . 2000

Примечание. Нижние пределы T_g — при $|i| = 80$, а верхние — при $|i| = 200 \ldots 250$.

В зависимости от параметров зацепления (угла профиля и смещений исходного контура), размеров и посадок в соединениях звеньев у передач различаются несущая способность, кинематическая точность и крутильная жесткость.

При конструировании волновой зубчатой передачи предусматривают возможность самоустановки генератора волн с целью выравнивания нагрузки в противолежащих зонах его взаимодействия с гибким колесом и в противолежащих зонах зацепления колес, а также с целью повышения кинематической точности. Для этого в схеме на рис. 18.97, *а* жестко установленная на входном валу ступица *1* соединена с кулачком *h* с помощью муфты *3*, допускающей относительные радиальные перемещения.

В схеме на рис. 18.97, *в* вал двигателя *4* соединен с генератором волн *h* с помощью зубчатой муфты *5*. Генератор волн двухдисковый и имеет одну подшипниковую опору *6*. Он может в какой-то мере самоустанавливаться, качаясь относительно центра опоры.

Для кинематически точных передач предусматривают беззазорное соединение гибкого колеса (в виде гибкого днища) с выходным валом (рис. 18.97, *а*, *б*), а в силовой пере-

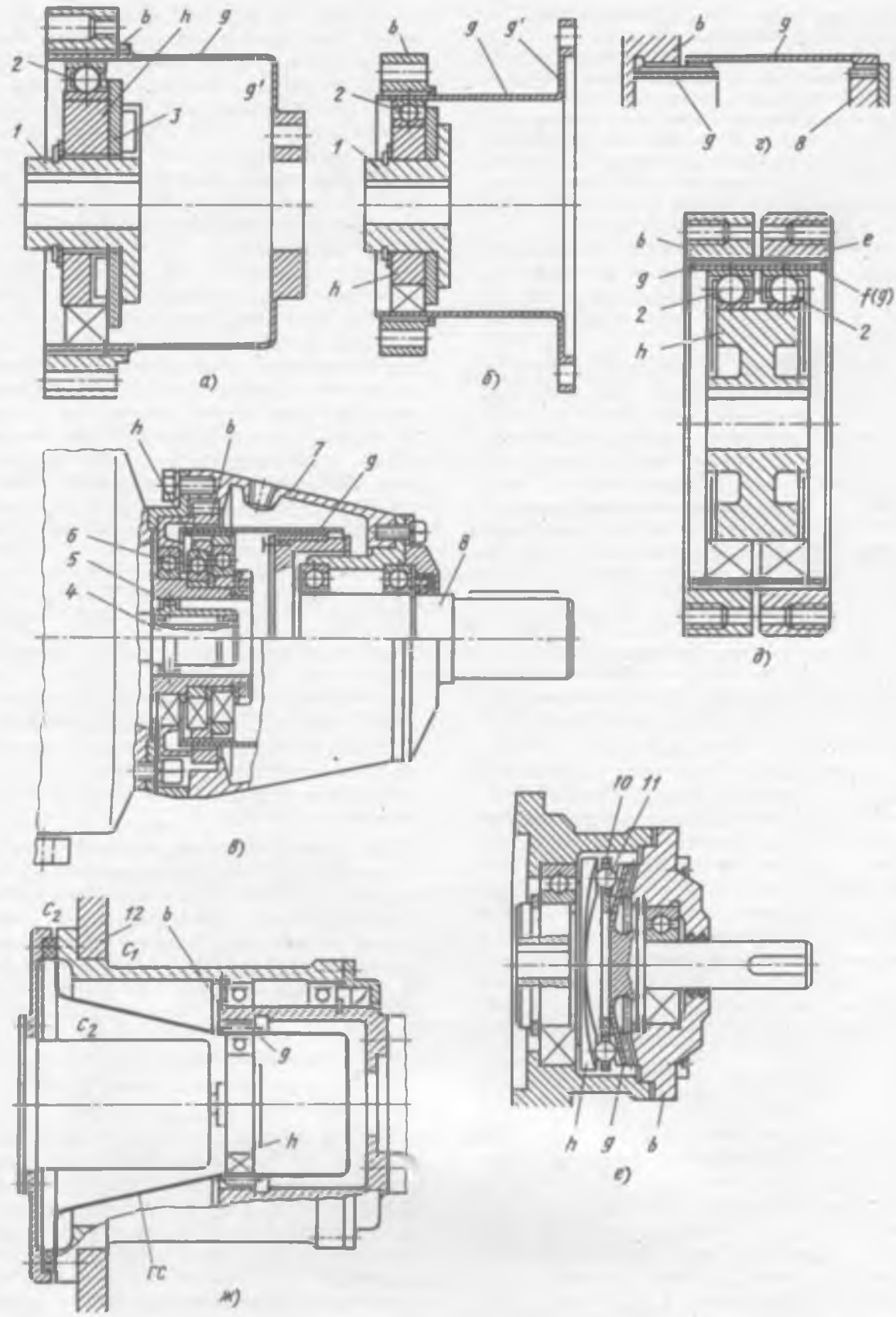


Рис. 18.97. Волновые зубчатые передачи

даче, показанной на рис. 18.97, *в*, гибкое колесо *g* соединено с выходным валом *8* зубчатой муфтой. Вал *8* установлен на подшипниках в корпусе *7*. Неподвижно с корпусом соединено жесткое колесо *b*.

Гибкое колесо *g* в силовых передачах может быть выполнено в виде кольца (рис. 18.97, *г*) и соединено с выходным валом зубчатой муфтой и тонкой оболочкой *9*. В этом случае будет иметь место меньший перекос образующей поверхностей зубьев, чем в схемах, показанных на рис. 18.97, *а—в*, и более благоприятное распределение нагрузки на гибкое колесо.

Гибкое колесо может быть выполнено в виде кольца и взаимодействовать при этом с двумя жесткими звеньями *b* и *e* (рис. 18.97, *д*). Если при этом в зацеплении звена *g* со звеном *e* число зубьев одинаковое, то получается передаточное отношение то же, что и в схемах, приведенных на рис. 18.97, *а—в*, но КПД при этом более низкий. Если же гибкое колесо имеет два венца *g* и *f*, а число зубьев звена *e* отличается от числа зубьев венца *f*, то передаточное отношение получается намного больше, чем в схемах на рис. 18.97, *а—в* (оно определяется так же, как для схемы планетарной передачи на рис. 12.29, *в*), а КПД существенно ниже.

Известны и другие конструкции передачи. В схеме на рис. 18.97, *е* гибкое колесо *g* в виде диафрагмы деформируется пространственным кулачком *h* через шарики *11*, размещенные в сепараторе *10*. Такую передачу называют торцовой.

Волновая зубчатая передача позволяет осуществить передачу движения через герметичную перегородку *12* (рис. 18.97, *ж*), отделяющую одну среду C_1 от другой C_2. Гибкое колесо выполнено в виде колоколообразной оболочки ГС, плотно присоединенной к перегородке.

Цепная передача

Применяют цепную передачу обычно при мощности привода $P \leqslant 100$ кВт, окружной скорости $v \leqslant 15$ м/с и передаточном числе $u \leqslant 7$ ($u = z_2/z_1$, где z_1, z_2 — числа зубьев звездочек). Наибольшие, редко встречающиеся значения $P = 3500$ кВт, $v = 35$ м/с, $u = 10$. Цепную передачу используют также для передачи движения между несколькими звездочками. Передачи со специальной цепью (карданной, круглозвенной или пластинчатой с перекрещивающимися осями) могут передавать движение при непараллельном расположении осей звездочек. КПД 0,94—0,98 в зависимости от ее параметров и условий смазывания.

В процессе работы передачи сопряженные элементы цепи изнашиваются, зазоры и соответственно шаг цепи увеличиваются, цепь удлиняется. Натягивают цепь, удаляя звенья, соответствующие одному шагу, параллельно смещая оси опор валов, либо с помощью натяжных роликов или звездочек. Увеличение шага цепи приводит к дополнительным нагрузкам, поскольку шаг звездочки остается неизменным. Поэтому после определенного предела износ не компенсируется натяжением.

Смазывание цепей достигается окунанием нижней ветви в масло или с помощью капельных масленок. Для тихоходных передач применяют пластичный смазочный материал.

Сила, растягивающая цепь, складывается из окружной силы, определяемой в зависимости от вращающего момента T_1 и радиуса ведущей звездочки r_1 ($F = T_1/r_1$), из силы натяжения вследствие провисания цепи и центробежной силы. В зависимости от суммарной силы определяют реакции в опорах.

Цепи используют для передачи движения в цепных конвейерах (тяговые цепи) и в цепных передачах (приводные цепи).

Тяговые цепи используют при скорости движения до 2—4 м/с. Наиболее распространены тяговые цепи: втулочные, втулочно-катковые (рис. 18.98, *а*) с гладкими катками *1* и с гребнями на катках *2*, карданные (рис. 18.98, *б*), в которых звенья соединены перекрещивающимися осями, и втулочно-роликовые транспортные с отгибными пластинами *3* (рис. 18.98, *в*).

Приводные цепи используют при скорости движения до 15 м/с и выше. Наиболее распространены следующие приводные цепи: роликовые однорядные (рис. 18.98, *г*), включающие в себя пластины *4*, оси *7*, втулки *6* и ролики *5*; роликовые многорядные; зубчатые с шарнирами скольжения (рис. 18.98, *д*), включающими в себя сегменты *8* и *9*, оси *7* и пластины *10*, и зубчатые с шарнирами качения (рис. 18.98, *е*), содержащие перекатывающиеся элементы *11*; крючковые цепи (рис. 18.98, *ж*). Для зубчатых цепей используют звездочки с прямолинейным профилем зубьев (рис. 18.98, *з*). Зубчатые цепи удерживаются на звездочках с помощью пластин *12*, расположенных по обеим сторонам цепи, или посередине цепи. Для роликовых и крючковых цепей используют звездочки с зубьями, профиль которых очерчен дугами окружностей (рис. 18.98, *и*).

Пластины приводных цепей изготовляют

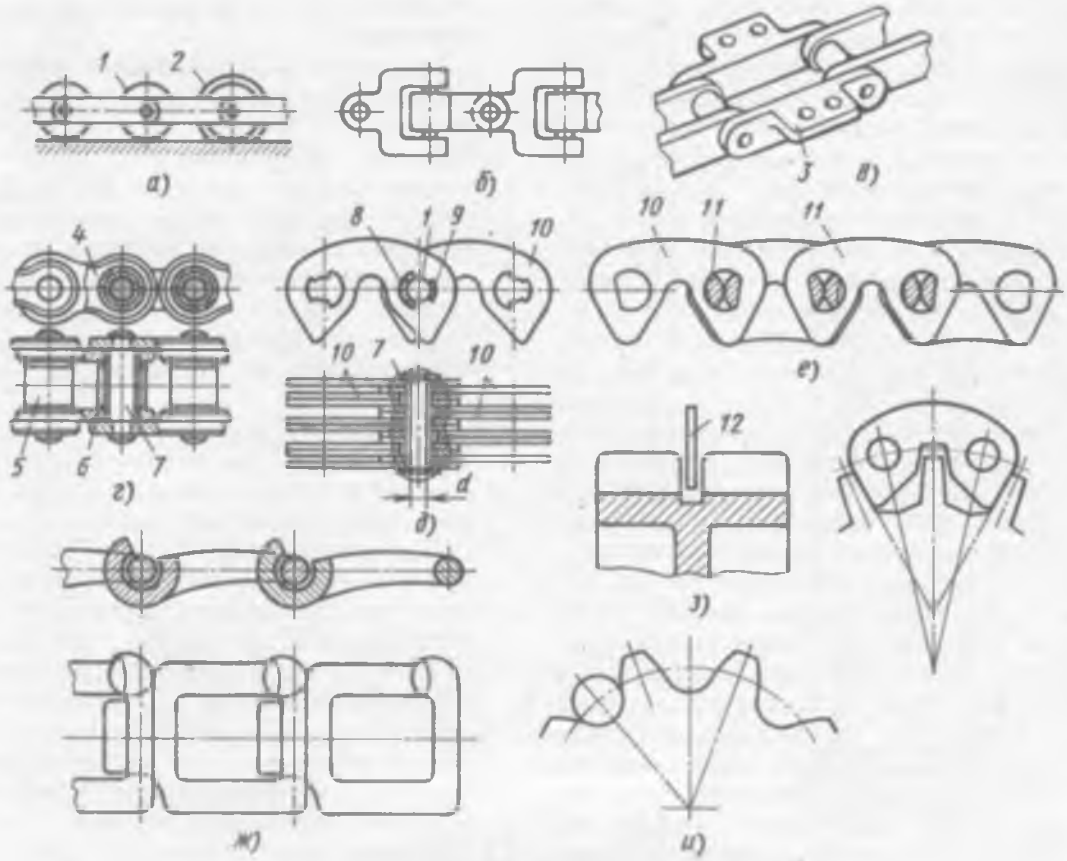


Рис. 18.98. Детали цепных передач

из среднеуглеродистых и легированных сталей, например 45, 50, 40Х, 40ХН, и затем закаливают до твердости HRC$_э$ 51—66; для вкладышей и осей используют стали 10, 15, 20, 15Х, 20Х с последующей цементацией и закалкой.

Цепь подбирают по допустимому давлению в сочленении ее звеньев. Например, для приводной втулочно-роликовой цепи определяют $p = Fk_э/(bd) \leqslant [p]$, где p, $[p]$ — соответственно расчетное и допустимое давления. $[p]$ зависит от шага цепи и частоты вращения малой звездочки, принимают $[p] = 15 \ldots 35$ МПа; $k_э$ — коэффициент эксплуатации, учитывающий режим нагрузки, длину цепи, наклон цепной передачи, способ регулирования, вид смазывания и другие факторы; b и d — соответственно длина и диаметр оси шарнира цепи.

Ременная передача

Функционирование ременной передачи осуществляется благодаря фрикционному взаимодействию или зубчатому зацеплению замкнутой гибкой связи с жесткими звеньями.

Гибкую связь *2* (рис. 18.99, *а*) называют приводным ремнем, а жесткие звенья *1* и *3* — шкивами.

С помощью ременной передачи достигается высокая плавность работы. Фрикционная ременная передача пробуксовывает при перегрузках, характеризуется относительным скольжением звеньев (см. рис. 11.11, *г*). Используют передачу в приводах мощностью до 50 кВт. Передаточное число передачи u — отношение диаметров большего и меньшего шкивов. Передаточное отношение ременной фрикционной передачи $i = u(1 + \xi)$, где ξ — коэффициент, учитывающий относительное скольжение. Обычно $\xi = 0{,}01 \ldots 0{,}02$.

Для передачи с зубчатым ремнем (рис. 18.99, *е*) $i = \omega_1/\omega_2 = z_2/z_1$, где z_1 и z_2 — числа зубьев шкивов.

Различают плоскоременные, круглоременные, клиноременные передачи. Применяют, как правило, несколько параллельно расположенных ремней (рис. 18.99, *а*). В передачах со шкивами малых диаметров используют клиновой ремень с гофрами на внутренней поверхности (рис. 18.99, *б*). Применяют также поликлиновой ремень (рис. 18.99, *в*) и зубчатый ремень (рис. 18.99, *г*).

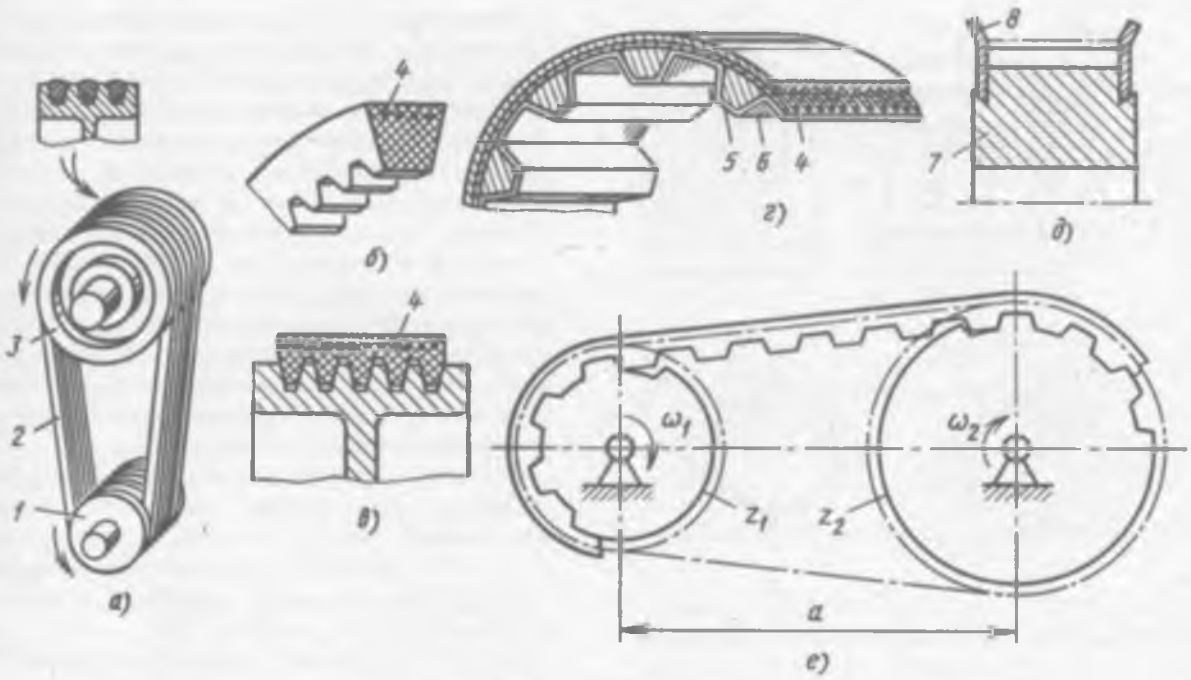


Рис. 18.99. Ременные передачи

Плоские резиновые ремни обычно армируют кордовой тканью, в клиновых ремнях в наружном растягивающем слое (при огибании шкива) прокладывают ткань, кордовые шнуры *4* (рис. 18.99, *б*, *в*) или канатики. Клиновые ремни изготовляют замкнутыми стандартной длины и стандартного поперечного сечения. Отношение большего основания к высоте трапециевидного сечения ремня примерно составляет 1,6 у нормального ремня и 1,2 у узкого ремня, угол клина 40°.

Клиновые нормальные ремни допускают передаточное отношение до 6—8. Они менее быстроходны, чем плоские ремни (скорость до 30 м/с). Плоские синтетические ремни позволяют иметь передаточное отношение до 4. Узкие клиновые ремни допускают работу при скоростях до 40—50 м/с.

Поликлиновые ремни с высокопрочным полиэфирным кордом имеют 2—20 ребер. При одинаковой мощности привода ширина ремня в 1,5—2 раза меньше комплекта клиновых ремней. Поликлиновой ремень можно применять при передаточном отношении до 15 и скорости до 40—50 м/с.

Зубчатый ремень позволяет иметь высокие кинематическую точность и крутильную жесткость передачи. Тело ремня *6* изготавливают из неопрена или полиуретана и армируют стальными канатиками, или из хлоропрена, армированного жгутами *4* из стекловолокна. В последнем случае рабочие поверхности покрывают полиамидным слоем *6*. Применяют передачи с зубчатым ремнем при мощности привода до 400 кВт и скорости до 80 м/с.

Профиль зубьев обычно прямолинейный трапециедальный. Применяют также передачи с выпуклыми или вогнутыми, боковыми цилиндрическими поверхностями зубьев. Шкив *7* (рис. 18.99, *д*) имеет реборды *8* для ограничения осевых перемещений ремня.

В ременной фрикционной передаче обязательно обеспечивают начальное натяжение ремня перемещением осей шкивов или с помощью натяжного ролика. При передаче вращающего момента сумма натяжений в ветвях ремня F_1 и F_2 (см. рис. 9.57, *г*) практически остается неизменной.

Специфика конструирования передач, преобразующих вращение в поступательное перемещение

Из передач, преобразующих вращение в поступательное перемещение, наибольшее распространение получила *шариковая винтовая передача*.

Между гайкой *2* (рис. 18.100, *а*) и винтом *1* размещены шарики *4*. При относительном движении гайки и винта шарики катятся по желобам и передают нагрузку при малых потерях на трение. После того как шарик доходит до конца рабочего желоба гайки,

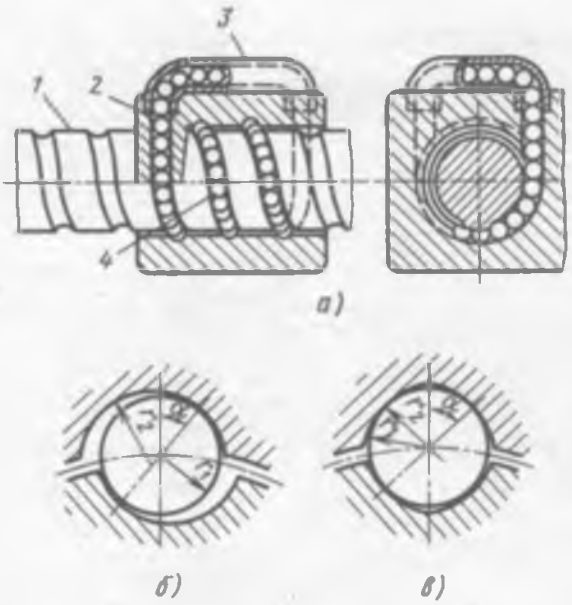


Рис. 18.100. Шариковая винтовая передача

он возвращается по каналу *3* в начальное положение и его цикл движения повторяется. КПД передачи достигает 0,9.

Отношение радиусов поперечного сечения полукруглых канавок (рис. 18.100, *б*) и шариков принимают равным $r_2/r_1 = 1{,}03$. Допустимые контактные напряжения (2,5—3) 10^3 МПа при твердости контактирующих поверхностей HRC,60. Для повышения несущей способности и жесткости используют профили канавок, обеспечивающие четырехточечный контакт с шариком (рис. 18.100, *в*). Принимают $r_2/r_1 = 1{,}05$. Угол контакта α выбирают равным 45°. Натяг при полукруглом профиле создают осевым смещением или поворотом двух гаек. При обеспечении четырехточечного контакта натяг обеспечивают подбором комплекта шариков по диаметру.

Гидростатическая винтовая передача предназначена для работы в режиме гидростатической смазки.

В гайке выполняют каналы, по которым подается под давлением смазочный материал к поверхностям резьбы. В схеме на рис. 18.101 гайка имеет корпус *2* и неподвижно соединенные с ним резьбовые втулки *4* и *6*. Втулки разделены дистанционным кольцом *5*. У втулок *4* и *6* рабочие поверх-

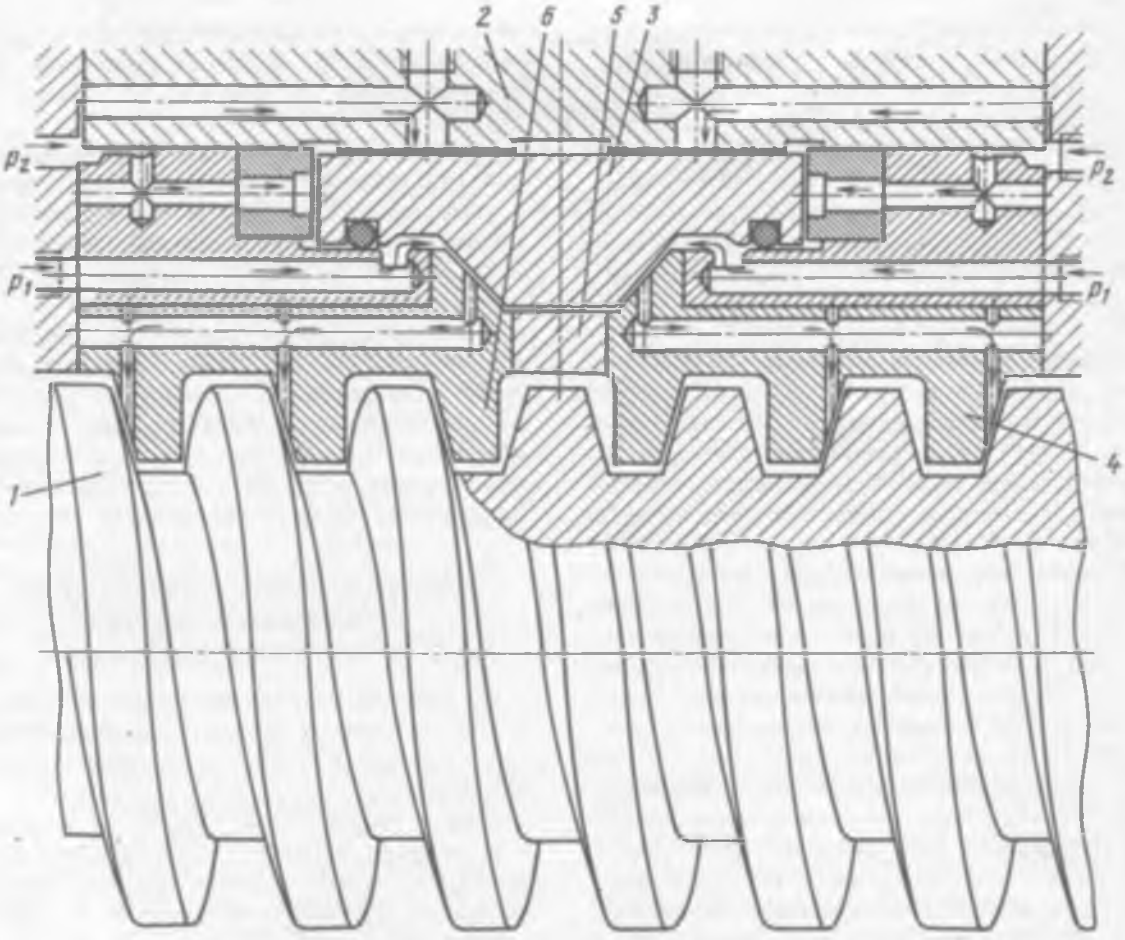


Рис. 18.101. Гидростатическая винтовая передача

ности резьбы расположены с противоположных сторон. Жидкий смазочный материал подается по каналам под давлением p_1 в зазор между рабочими поверхностями втулок и винта *1*. Каналы расположены в осевых сечениях, равномерно распределенных по окружности.

На пути смазочного материала создается дополнительное самоуправляемое сопротивление с помощью «плавающего» кольца *3*. Для обеспечения гидростатической смазки при самоустановке кольца подводится смазочный материал под давлением p_2. При внешних силовых воздействиях на гайку и винт (наличии и реверсировании осевой или радиальной нагрузки, пары сил в плоскости схемы) изменяются зазоры между поверхностью винта и втулок в осевом или в окружном направлении.

Различие расхода между рабочими поверхностями резьбы втулок *4* и *6* приводит к перемещению кольца *3* таким образом, что гидравлическое сопротивление в каналах перераспределяется. В результате обеспечивается минимальное изменение зазоров между рабочими поверхностями при изменении внешних силовых воздействий, т. е. максимальные осевая и радиальная жесткость винтовой пары. Используют также другие системы управления подачей смазочного материала.

Фрикционная винтовая передача предназначена для преобразования вращательного движения в осевое перемещение благодаря фрикционному взаимодействию соосных звеньев в точках, расположенных по винтовой линии на цилиндрической поверхности.

В схеме на рис. 18.102 гайка *1* имеет на своей внутренней поверхности винтовую канавку, в которую уложены шарики *7*, плотно прижатые к поверхности вала *6*. Шарики катятся по поверхности вала и за счет осевой составляющей силы трения обеспечивают относительное перемещение сопряженных деталей вдоль оси вала. В конце пути шарики попадают в канал возврата *3* и перемещаются по нему в начальное положение. В промежутках между витками гайки выполнена винтовая прорезь *4*, что придает ей упругость.

Гайка *1* соединена резьбой с деталью *5*. Можно регулировать силу прижатия шариков к валу, растягивая упругую часть гайки. Для этого сообщают относительное вращение деталям *1* и *5* при постоянной длине установленной между ними цилиндрической оболочки *2*. Затем детали стопорят относительно оболочки.

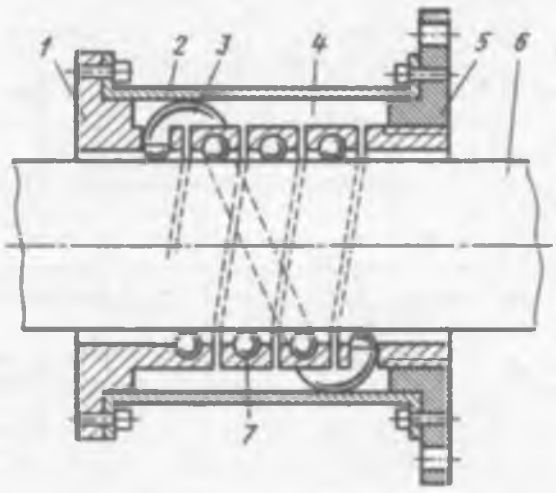


Рис. 18.102. Фрикционная винтовая передача

При перегрузках шарики могут проскальзывать по гладкой поверхности вала. Применяют такую передачу в приводах небольшой мощности.

18.6. УСТРОЙСТВА ДЛЯ СМАЗЫВАНИЯ

Для уменьшения трения, охлаждения и удаления из рабочей зоны продуктов изнашивания смазочный материал подводят к поверхностям трения периодически или непрерывно, например, с помощью насоса или путем погружения в масляную ванну, а также путем разбрызгивания движущимися деталями.

Система для смазывания предусматривает очистку смазочного материала или периодическую его замену, охлаждение и контроль за уровнем, давлением, температурой и т. п.

При смазывании погружением объем масляной ванны должен быть достаточным, чтобы смазочный материал успевал охлаждаться. В зубчатых передачах обычно объем предусматривают равным не менее 0,4—0,6 л на 1 кВт·ч мощности привода, а в червячных передачах не менее 0,6—1 л на 1 кВт·ч (большие значения — при большей вязкости). Глубина погружения быстродействующих частей не должна быть большой, чтобы исключить вспенивание масла и потери энергии.

В зубчатых передачах (рис. 18.103, *а*) погружают в масляную ванну колесо *1* быстроходной цилиндрической пары не более чем на глубину $(1—5)m$, колесо конической пары погружают на глубину $(0{,}5—1)\,b$, где m — модуль, b — ширина венца, а колесо *2* тихо-

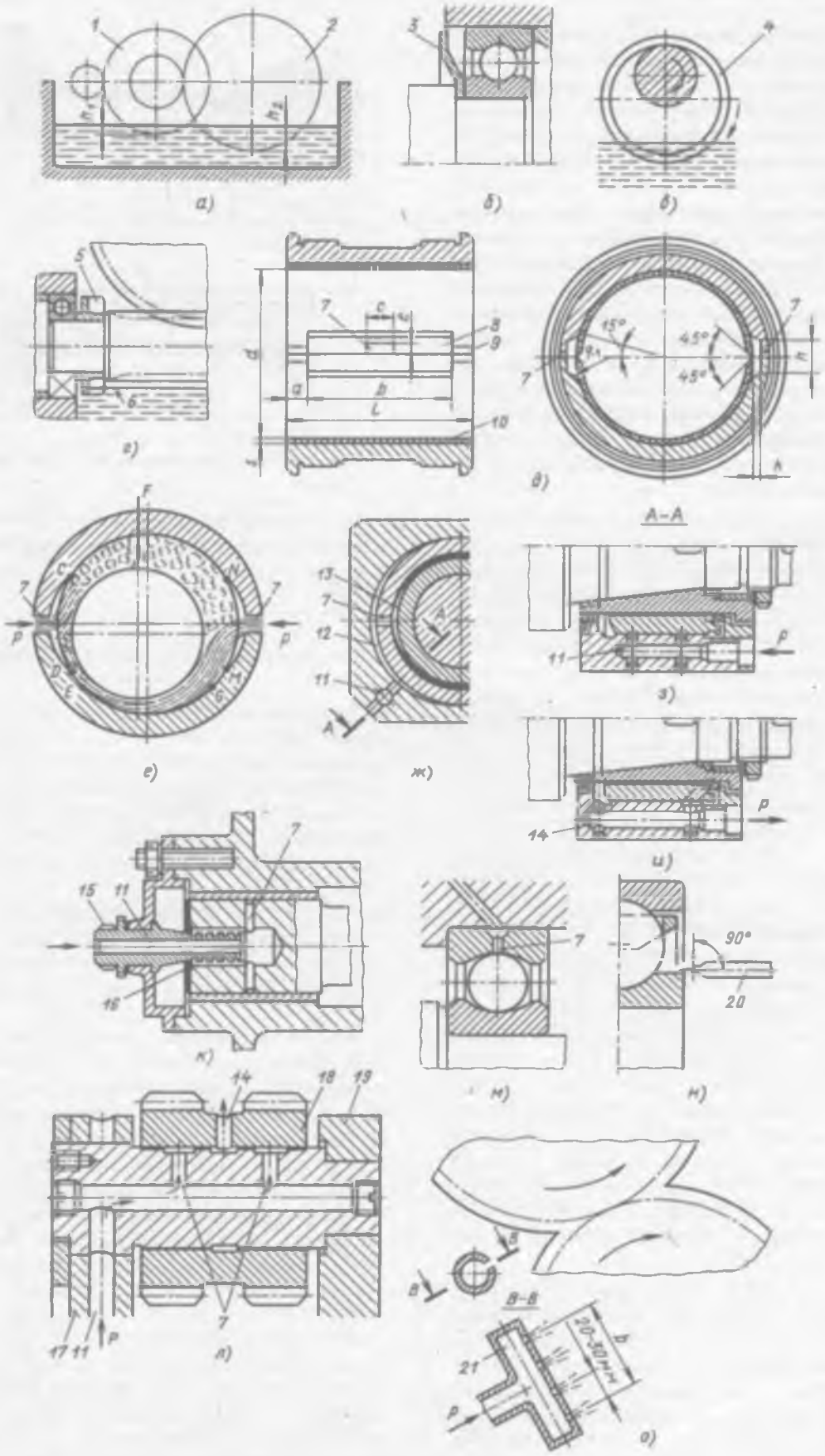


Рис. 18.103. Элементы и устройства обеспечения смазывания

ходной цилиндрической пары при окружной скорости не более 2 м/с погружают на глубину не более 1/3 его радиуса.

Смазывание погружением применяют при окружной скорости колес не более 15 м/с. Уровень масла не должен находиться выше центра нижнего тела качения подшипника. Для предотвращения попадания излишнего смазочного материала в подшипники, например, при близком расположении к виткам червяка или к зубчатому зацеплению устанавливают защитные диски *3* (рис. 18.103, *б*). Если уровень масла ниже уровня вращающихся частей, на валу устанавливают кольцо *4* (рис. 18.103, *в*), которое вращается вместе с валом за счет сил трения и разбрызгивает смазочный материал. С этой же целью используют специальный разбрызгиватель *5* (рис. 18.103, *г*), погруженный в жидкий смазочный материал. Уровень *6* смазочного материала обычно располагают ниже центра нижнего тела качения подшипника.

Смазывание быстроходных подшипников и зубчатых передач осуществляют, подавая смазочный материал по каналам *7* (рис. 18.103, *д—м*) в деталях непосредственно в место контакта звеньев (обычно в ненагруженную зону) или через сопло *20* (рис. 18.103, *н*) струей, направленной в место контакта тела качения с внутренним кольцом подшипника (иначе смазочный материал вследствие центробежных сил не будет попадать в это место), а также в зону входа зубьев в зацепление (рис. 18.103, *б*).

На рис. 18.103, *д* приведена конструкция разъемного вкладыша подшипника с антифрикционным слоем *10* и с элементами, обеспечивающими эффективное смазывание: холодильника *8* и грязевика *9*. Холодильник служит для распределения смазочного материала по длине вкладыша. Грязевик служит для удаления попадающих в смазочный материал инородных частиц. Размеры определяют из следующих соотношений: $l \approx (1{,}0-0{,}5)d$, $s \approx 0{,}005d + 1$ мм, $a \approx 0{,}1l$, $b \approx 0{,}8l$, $c \approx 0{,}15d$, $e \approx 0{,}05d$, $h \approx 0{,}15d$, $k \approx 0{,}035d$.

На рис. 18.103, *е* показана схема гидродинамической смазки при подаче смазочного материала по каналам *7* и распределении его по зонам *CD*, *NM* холодильника. В нагруженной зоне *EG* при действии силы F обычно образуется сплошной слой смазочного материала, а ненагруженная зона — зона разрежения *CN* — обычно заполнена масляной пеной.

На рис. 18.103, *ж—и* приведена схема подвода и отвода смазочного материала. Смазочный материал под давлением *p* по каналу *11* поступает в окружные серповидные канавки *12*, а затем по радиальному каналу *7* в зону холодильника *13*. Отработанный смазочный материал выходит в торцовую зону подшипника и отводится по каналу *14*.

На рис. 18.103, *к* показана схема подачи смазочного материала с торца вала. Следует предусматривать подвод смазочного материала не к торцу подшипника, а в его середину. Для этого используют штуцер *15* (рис. 18.103, *к*), имеющий с валом уплотнение *16*. Смазочный материал подается по каналам *11* и *7* в рабочую зону.

Особенность конструкции на рис. 18.103, *л* — использование обращенного подшипника в сателлите *18* планетарной передачи [7]. Антифрикционный слой нанесен на ось *19*. При таком исполнении примерно в 1,5 раза повышается нагрузочная способность подшипника и в отличие от схемы на рис. 18.103, *к* можно подводить смазочный материал в ненагруженную зону (направление действия нагрузки на ось примерно перпендикулярно плоскости рисунка). Смазочные канавки, осуществляющие распределение смазочного материала, в данном случае расположены на оси *19*. Смазочный материал вначале подается под давлением *p* по каналу *11* в водиле *17*, затем — по осевому и радиальному *7* каналам, выполненным в оси *19*.

В схеме на рис. 18.103, *м* смазочный материал подается в ненагруженную зону контакта шарика с внешним кольцом по каналу *7*.

На рис. 18.103, *н* показано положение сопла *20* относительно подшипника качения.

В схеме на рис. 18.103, *о* смазочный материал под давлением до 0,1 МПа подают по трубкам *21* с равномерно размещенными сопловыми отверстиями.

Для уменьшения давления воздуха в полостях при увеличении температуры предусматривают специальные клапаны, вспененное масло пропускают через воздухоотделители. Для очистки масла используют фильтры, для охлаждения — радиаторы.

Уровень масла контролируют с помощью маслоуказателя. Сливное отверстие закрывают пробкой.

Для очистки смазочного материала предусматривают отстойники — полости в корпусе, кожухе или другой детали, в которой из масла отделяются путем отстаивания инородные элементы, находящиеся в нем во взвешенном или растворенном состоянии. В качестве отстойника обычно выбирают расположенные внизу корпуса полости, в которых масло находится в наиболее спокойном состоянии. Иногда в качестве отстой-

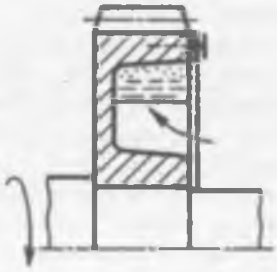


Рис. 18.104. Центробежный отстойник

ника используют вращающуюся деталь (рис. 18.104). Благодаря центробежным силам вредные частицы скапливаются в таком отстойнике и масло очищается.

На поверхностях трения предусматривают смазочные канавки.

Они служат для подвода и равномерного распределения смазочного материала по трущимся поверхностям, для накопления и эвакуации продуктов изнашивания и улучшения условий охлаждения. Например, на фрикционных дисках муфты выполняют радиальные тангенциальные или спиральные канавки (рис. 18.105, *а*), чтобы смазочный материал вместе с продуктами изнашивания перемещался от центра к периферии благодаря центробежным силам.

На рис. 18.105, *б* показано сечение канавки. Она выполнена в слое фрикционного покрытия диска. Размеры канавки и толщина слоя указаны при внешнем диаметре диска 226 мм и общей его толщине 2,4 мм.

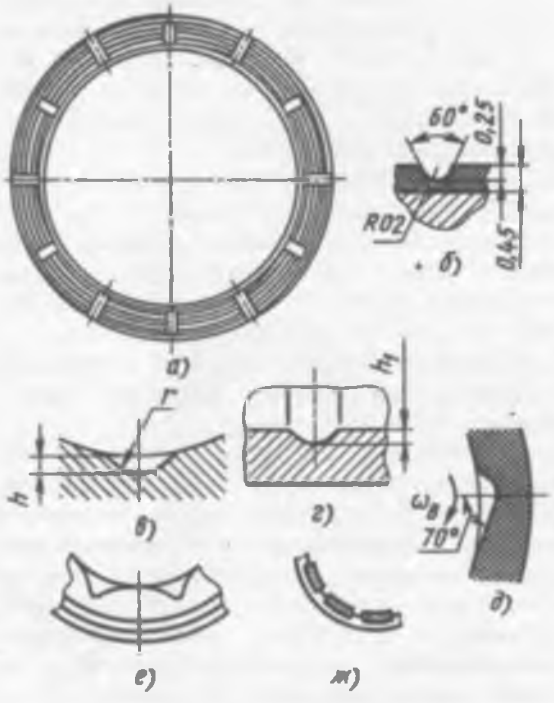


Рис. 18.105. Смазочные канавки

На рис. 18.105, *в—ж* изображены смазочные канавки подшипников скольжения [3]: на рис. 18.105, *в* — продольная канавка для распределения смазочного материала по длине подшипника (см. также рис. 18.103, *д*, *ж*); на рис. 18.105, *г* — кольцевая маслозадерживающая канавка; на рис. 18.105, *д* — продольная канавка в толстостенном (толщиной свыше 10 мм) резиновом вкладыше ($\omega_в$ — направление вращения вала); на рис. 18.105, *е* — канавки в цельнопрессованном резиновом подшипнике; на рис. 18.105, *ж* — канавки в наборном текстолитовом подшипнике. Размеры канавок (см. рис. 18.105, *в*, *г*) обычно зависят от диаметра вала d:

$$r=\left(\frac{1}{20}\ldots\frac{1}{30}\right)d;\ h=\left(\frac{1}{40}\ldots\frac{1}{50}\right)d;$$
$$h_1=\left(\frac{1}{40}\ldots\frac{1}{125}\right)d.$$

При смазывании в ряде случаев целесообразно предусмотреть жидкостную смазку — полное разделение поверхностей трения деталей, находящихся в относительном движении или покое. Существуют два варианта жидкостной смазки:

гидростатическая смазка, осуществляемая путем подачи жидкого смазочного материала в зазор между поверхностями трения под внешним давлением (см., например, гидростатический подшипник на рис. 18.46, *б*, подпятник на рис. 18.47, *а*, направляющую на рис. 18.52, *е*, винтовую передачу на рис. 18.101);

гидродинамическая смазка, осуществляемая благодаря давлению, возникающему в слое жидкости при относительном движении разделяемых ею поверхностей.

Необходимым условием для гидродинамической смазки является наличие клинового зазора между поверхностями, движущимися относительно друг друга с определенной скоростью.

В подшипнике скольжения (рис. 18.106, *а*) этот зазор получается вследствие разницы диаметров охватываемой и охватывающей деталей и эксцентриситета их начального положения. При вращении одной из деталей или обеих деталей в разные стороны охватываемая деталь «всплывает» в слое смазочного материала, но при этом остается некоторый эксцентриситет e расположения деталей, а минимальный зазор h_{min} характеризует полное разделение поверхностей слоем смазочного материала. На рис. 18.106, *а* пока-

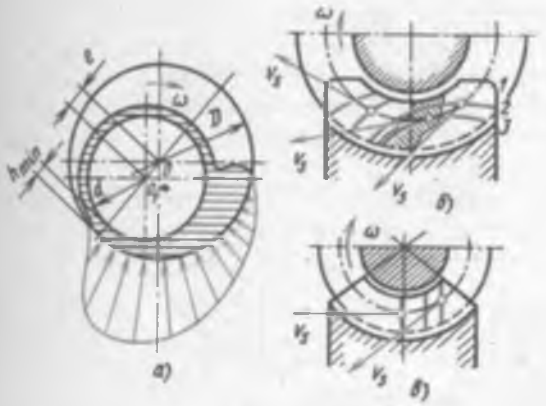


Рис. 18.106. К условиям обеспечения гидродинамической смазки

зано распределение давления в слое смазочного материала, противодействующее давлению со стороны охватываемой детали. В зоне расширения зазора при вращении охватываемой детали создается разрежение.

Наилучшие условия образования клиновидного зазора создаются в том случае, когда направление вектора относительной скорости перпендикулярно или близко к перпендикулярному расположению по отношению к линии контакта звеньев. На рис. 18.106, *б* показаны положения линии контакта *1—3* в червячной передаче с цилиндрическим червяком. Вектор относительной скорости v_s в отдельных местах совпадает с касательной к линии контакта или расположен под небольшим углом. Условия для гидродинамической смазки в этом случае плохие. В схеме на рис. 18.106, *а* линии контакта в глобоидной передаче практически перпендикулярны к вектору v_s. При достаточно большой скорости обеспечивается гидродинамическая смазка, благодаря чему КПД глобоидной передачи выше, чем червячной передачи с цилиндрическим червяком.

18.7. УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Для предотвращения или уменьшения вытекания рабочей среды (жидкостей, паров или газов) из рабочей полости через зазоры в подвижном или неподвижном соединении деталей, а также для защиты рабочей полости от проникновения посторонних частиц применяют устройства, состоящие из уплотнения, элементов сопрягаемых деталей машин и вспомогательных деталей.

Уплотнения неподвижных соединений

Между сопрягаемыми деталями неподвижного соединения устанавливают уплотнение, препятствующее перетеканию среды между этими деталями. При плотном прилегании поверхности (во фланцевом соединении не менее 75—90 % по окружности без разрывов) необходимая герметичность может быть достигнута таким прижатием поверхностей друг к другу, при котором напряжения смятия превышают разность давлений разделяемых сред.

Необходимая сила прижатия уменьшается, если между соединяемыми деталями поместить прокладку (рис. 18.107, *а*) из пластичного или эластичного материала: меди, алюминия, фибры, поронита, картона со специальной пропиткой, армированного асбеста, пластмасс, резины и т. д.

Плотное прилегание деталей может быть достигнуто также пластическим деформированием одной из деталей (например, выполненной из алюминиевого или магниевого сплава) другой деталью из стали, имеющей кольцевой заостренный выступ типа ножа (рис. 18.107, *б*). Если обе детали изготовлены из относительно мягкого материала, то используют прокладку из твердого материала (рис. 18.107, *в*).

Упругую прокладку выполняют в виде кольца круглого сечения и кладут его в специальную кольцевую полость треугольного, прямоугольного или иного сечения (рис. 18.107, *г, д*). Для этой же цели используют металлические упругие кольца [4] с замкнутым (полые) или незамкнутым (сплошные) сечением (рис. 18.107, *е, ж*). Кольца изготовляют из коррозионно-стойкой стали, легированной титаном. Для лучшего прилегания и увеличения коррозионной стойкости их покрывают кадмием (используют при температуре до 1000 °С и давлении до 140 МПа) либо пленкой из пластмассы или резины (используют при температуре $-230 \ldots +260$ °С и давлении до 35 МПа). Поверхности, соприкасающиеся с кольцами, должны иметь параметр шероховатости $Ra < 1 \ldots 6{,}3$ мкм.

Для уплотнения резьбовых соединений применяют стальные кольца в виде гофра с малой осевой упругостью (рис. 18.107, *з*). Для уплотнения цилиндрических поверхностей используют круглые кольца (рис. 18.107, *и*). Для монтажа такого соединения делают переходной конус.

На рис. 18.107, *к* показано упругое уплотнение, установленное между торцовыми поверхностями [11]. Оно выполнено в виде резинового кольца *2*, внутри которого установлена тарельчатая пружина *3*. Уплотнение присоединяют путем вулканизации к стальному защитному кольцу *1*.

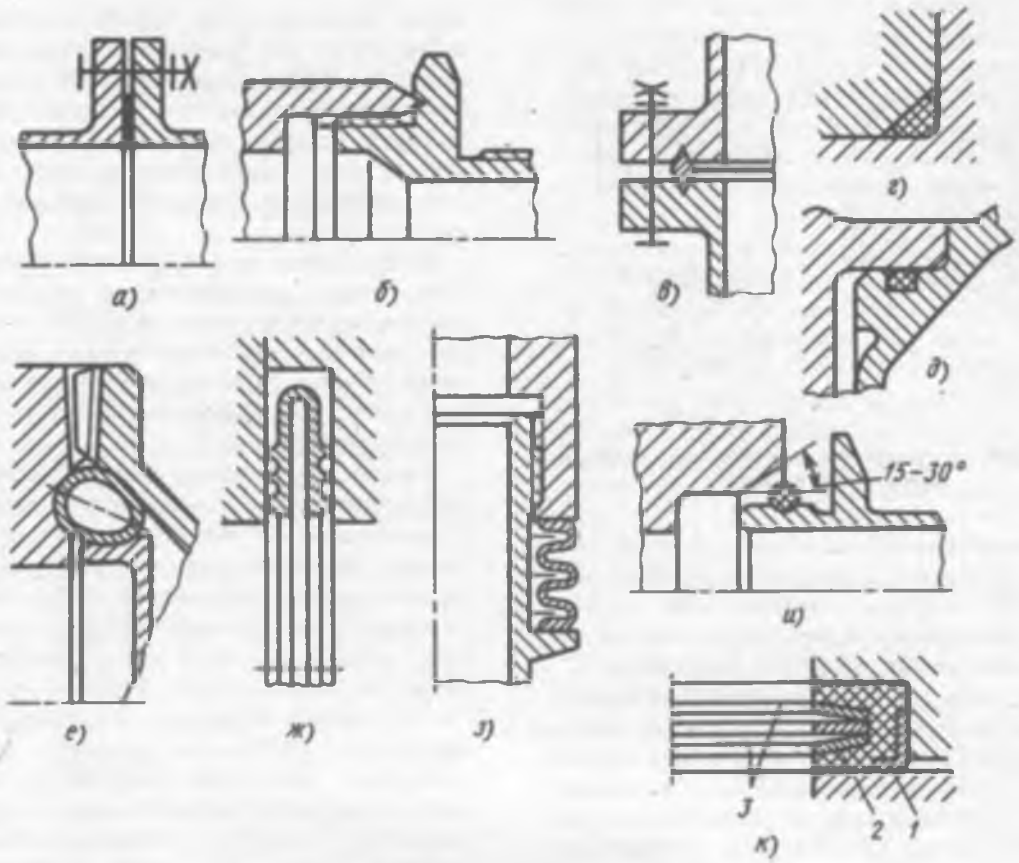


Рис. 18.107. Уплотнения неподвижных соединений

Уплотнения подвижных соединений

В местах сопряжения подвижных относительно друг друга деталей устанавливают уплотнение, препятствующее перетеканию среды через зазоры между этими деталями.

Уплотнения подразделяют на бесконтактные и контактные, цилиндрические и торцовые. Бесконтактные уплотнения (рис. 18.108, *а—д*) не гарантируют герметичности и применяются для уменьшения утечек жидкости или газа. Бесконтактные уплотнения по принципу действия разделяют на гидродинамические (рис. 18.108, *а—ж*) и гидростатические (рис. 18.108, *з*). Простейшее уплотнение — щелевое (рис. 18.108, *а*). В нем радиальный или торцовый зазор δ выполняют минимально возможным с учетом погрешностей изготовления и деформаций деталей.

Лабиринтное уплотнение (рис. 18.108, *б*) имеет меньшие утечки, чем щелевое [4]. Ширина рабочих зазоров в нем 0,1—0,5 мм. Сопряженные детали выполняют в виде различного вида гребенок с выступами одной детали, расположенными во впадинах другой детали.

На рис. 18.108, *в* показано маслоотражательное уплотнение. Масло благодаря центробежным силам отбрасывается на стенку корпуса, стекает по ней, не попадая в зазор.

Из бесконтактных уплотнений широко применяют маслоотгонные резьбы (рис. 18.108, *г*). Выполнение в виде двух участков резьб, направленных навстречу друг другу при достаточно высокой скорости, обеспечивает надежное двустороннее уплотнение вследствие образования масляного «затвора» в месте стыка резьб. Рекомендуемый параметр шероховатости поверхности резьбы $Ra = 1{,}25 \ldots 2{,}5$ мкм.

При окружных скоростях порядка 50 м/с используют гидродинамические уплотнения, например, в виде диска с лопастями (рис. 18.108, *д*). Под действием центробежных сил создается вращающийся кольцевой защитный слой жидкости и перепад давлений p_1 и p_2. Зазор s выбирают не более 1 мм, а высоту выступов-лопастей (5—20) s.

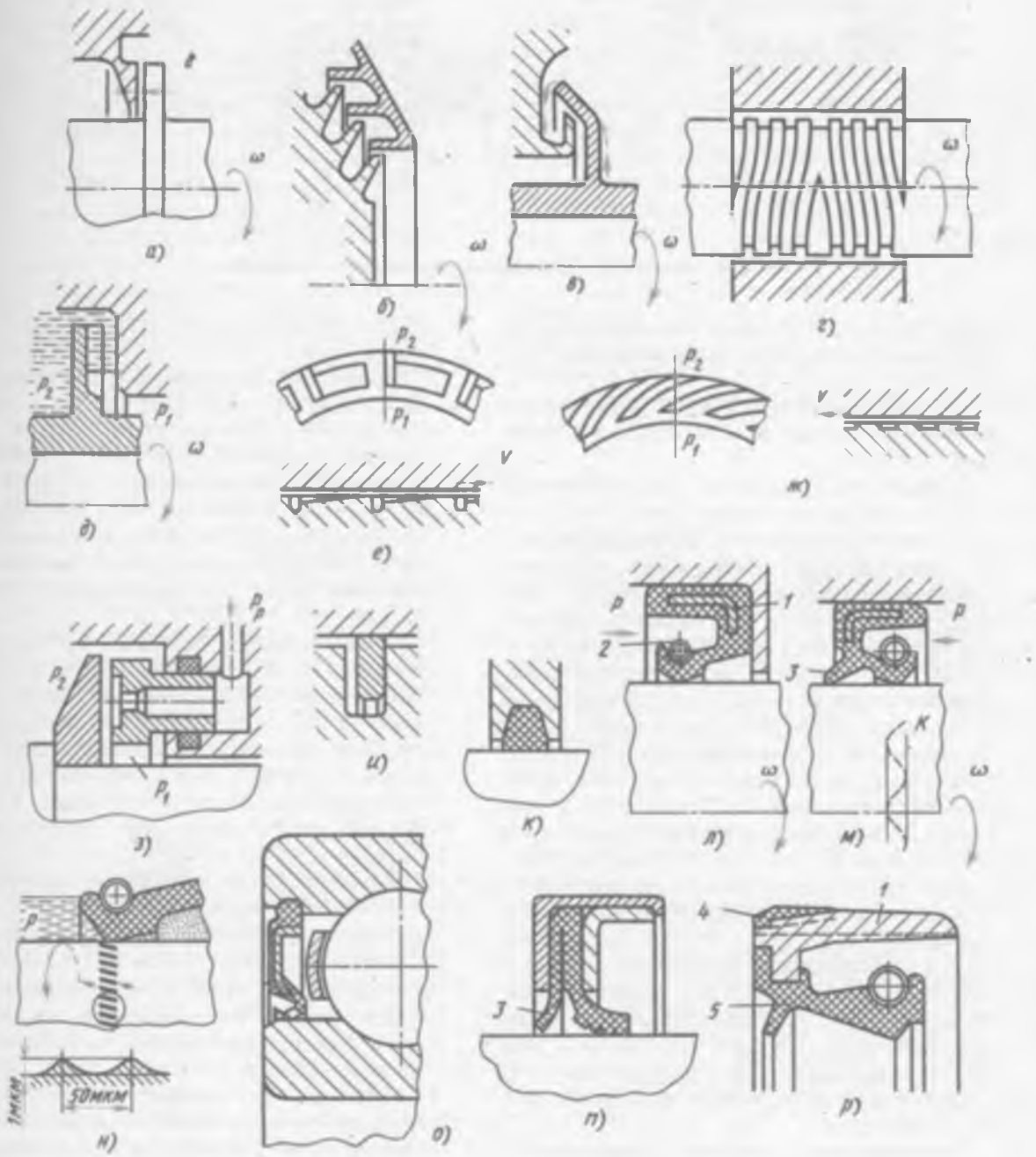
На рис. 18.108, *е, ж* приведены разновидности гидродинамического уплотнения с различной формой выступов и канавок. Направление скосов (рис. 18.108, *е*) и кана-

вок (рис. 18.108, *ж*) выбирают в соответствии с направлением окружной относительной скорости v уплотняемых деталей.

На рис. 18.108, *з* показано гидростатическое уплотнение в виде затвора, разделяющего две среды с давлением p_1 и p_2. Жидкость или газ подается под давлением $p_р$ в щель между относительно подвижными поверхностями. Такое уплотнение применяют, когда давление p_1 в процессе работы может быть больше или меньше p_2.

Гидродинамические и гидростатические уплотнения используют при перепаде давлении до 28 МПа, скорости скольжения до 185 м/с на валах диаметром до 1500 мм (насосы и турбины энергетических систем).

Контактные радиальные уплотнения (рис. 18.108, *и—т*) обеспечивают достаточно надежную защиту деталей от внешней среды. Простейшее контактное уплотнение выполняют в виде кольца (рис. 18.108, *и*). Его используют как для вращательных, так и для по-



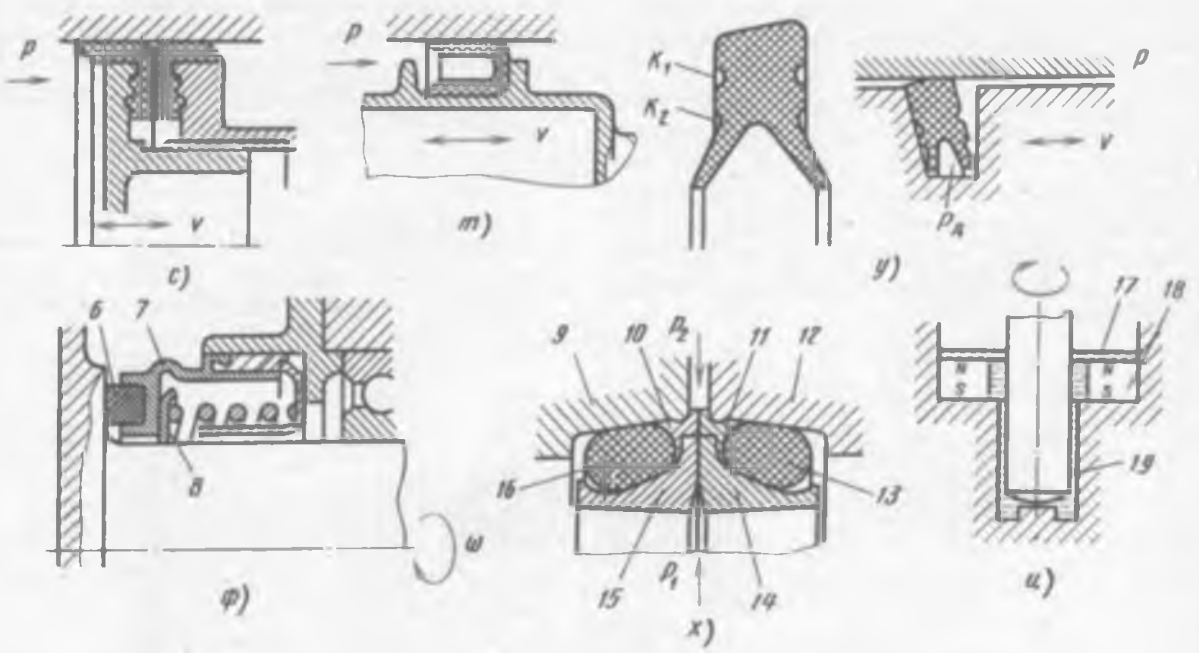


Рис. 18.108. Уплотнения подвижных соединений

ступательных пар. Используют кольцевые уплотнения при скоростях скольжения до 60—80 м/с.

При малых скоростях (до 5—7 м/с) применяют уплотнения в виде фетровых колец (рис. 18.108, *к*).

Наиболее распространены уплотнительные манжеты для вращательных (рис. 18.108, *л—р*) и для поступательных (рис. 18.108, *с, т, у*) пар. Манжеты (см. рис. 18.108, *л, м*) применяют при скоростях скольжения до 20 м/с. При этом должны быть обеспечены параметр шероховатости вала $Ra=0{,}32$ мкм или $Ra=0{,}16$ мкм, параметр шероховатости отверстия в корпусе $Ra=2{,}5$ мкм, высокая твердость вала (HRC 30), достаточно точное центрирование сопряженных деталей и необходимый в месте подвижного стыка натяг (при диаметре вала $d\leqslant 20$ мм натяг 1 мм, а при $d>20$ мм — порядка 2 мм), поле допуска вала *h*10, отверстия в корпусе *H*9.

Выполняют уплотнительную манжету обычно из резины, армированной металлическим кольцом *1* (см. рис. 18.108, *л*). Прижимается поверхность уплотнения к валу кольцевой пружиной *2*. Для защиты уплотнения от пыли и грязи служит специальный элемент *3* (см. рис. 18.108, *м*). Для увеличения поверхности теплоотвода вала кромку манжеты *k* иногда выполняют волнообразной [3].

Уплотнительную манжету устанавливают так, чтобы давление *p* было большим со стороны пружины, так как в этом случае будет обеспечиваться дополнительное прижатие.

Эффективность уплотнения повышается при выполнении на валу под кромкой манжеты специального микрорельефа [11] в виде винтовых канавок (см. рис. 18.108, *н*). При направлении вращения вала, показанном на рисунке, смазочный материал в месте контакта возвращается в защищенную полость, но при этом туда могут втягиваться и частички пыли из загрязненной внешней среды.

Манжету иногда устанавливают непосредственно в подшипник качения (рис. 18.108, *б*). Манжета может быть выполнена без пружины (рис. 18.108, *о, п*). В схеме на рис. 18.108, *п* манжета заключена в металлический штампованный корпус и имеет защитный элемент *3*. Уплотняющий элемент прижимается к сопряженной детали благодаря упругости материала.

Манжета *5* (рис. 18.108, *р*) может быть присоединена путем вулканизации к пластмассовому армирующему кольцу *1*. На кольцо *1* напрессовывают уплотнительное кольцо *4* из эластомера. Причем для лучшего сцепления соединяемых элементов на поверхности армирующего кольца выполнены продольные канавки.

Уплотнительную манжету для поступательных пар устанавливают так, чтобы давление *p* жидкости или газа обеспечивало дополнительное прижатие сопряженных поверхностей (рис. 18.108, *с, т*).

Уплотнительная манжета для поступательных пар, представленная на рис. 18.108, *у*, имеет коническую рабочую поверхность и скругленные кромки. Манжету устанавливают свободно в кольцевую канавку одной из сопряженных деталей. При возвратно-поступательном движении деталей кольцо плотно прижимается к боковой поверхности кольцевой канавки под действием давления p, а при отсутствии давления — благодаря силам трения. Силы упругости прижимают кромки губок к боковым поверхностям канавки. Если рабочая жидкость поступает в пространство p_2 между губками, то создается дополнительное прижатие одной из кромок к поверхности кольцевой канавки. Перед монтажом манжеты ее канавки K_1 и K_2 заполняют пластичным смазочным материалом.

Особой разновидностью контактных уплотнений является торцовое уплотнение (рис. 18.108, *ф*). Уплотнительное кольцо *6* из антифрикционного материала плотно соединено посредством сильфона *7* с неподвижной деталью и прижато к торцу вращающейся детали пружиной *8*. Обычно обеспечивается давление прижатия 0,1—0,5 МПа соответственно для малых и больших перепадов давления. Допускается параметр шероховатости торцовых поверхностей $Ra \leqslant 10$ мкм. Торцовые уплотнения являются наиболее перспективными для вращательных пар.

Торцовое уплотнение, изображенное на рис. 18.108, *х*, защищает рабочее пространство p_1 от внешней среды p_2. Контактные уплотнительные кольца *15* и *14* поджаты торцами друг к другу благодаря силам упругости резиновых колец *16* и *13*, которые установлены в проточках деталей *9* и *12*, вращающихся одна относительно другой. В процессе монтажа уплотнения на уплотнительные кольца *15* и *14* надевают кольца *10* и *11* прямоугольного сечения из эластомерной невулканизированной смеси. После монтажа материал этих колец заполняет зазоры между уплотнительными деталями. При эксплуатации под действием теплоты трения материал колец *10* и *11* подвергается вулканизации, благодаря чему он плотно соединяется с уплотняемыми деталями. При этом создается подвижное плотное прилегание колец друг к другу и соответственно дополнительное уплотнение.

Для высокоскоростных малонагруженных кинематических пар (например, подшипников, шпинделей, магнитных дисков памяти ЭВМ) используют магнитные уплотнения. В схеме на рис. 18.108, *ц* между валом и подшипником, изготовленным из магнитонепроницаемого материала (бронзы или алюминия), выполнен зазор *19* (2,5—50 мкм). Зазор заполнен магнитопроницаемой смазочной жидкостью. Для предотвращения вытекания жидкости, а также попадания загрязнений и воздуха в зазор служит магнитное уплотнение, состоящее из кольцевого постоянного магнита *18* и защитного кольца из магнитопроницаемого материала. Ширина зазора между валом и кольцом 50—150 мкм.

На рис. 18.109 показан монтаж уплотнительной манжеты, обеспечивающий необходимый натяг соединений без повреждения элементов уплотнения.

В конструкции сопряженных деталей должны быть предусмотрены заходные фаски, лучше скругленные. Не допускается сборка уплотнения при протягивании его по шлицам, шпоночным пазам, резьбе и поверхностям с заусенцами или острыми кромками. Поэтому монтаж целесообразно осуществлять с помощью оправок [11]. В схеме на рис. 18.109, *а* манжету *2* устанавливают на оправку *1*, а затем в направлении F запрессовывают в отверстие корпуса *3*. На вал *5* (рис. 18.109, *б*), имеющий буртик и шпоночный паз, надевают оправку *4*, а затем по ней перемещают манжету на место ее установки. Перед установкой манжета должна быть очищена от грязи и смазана.

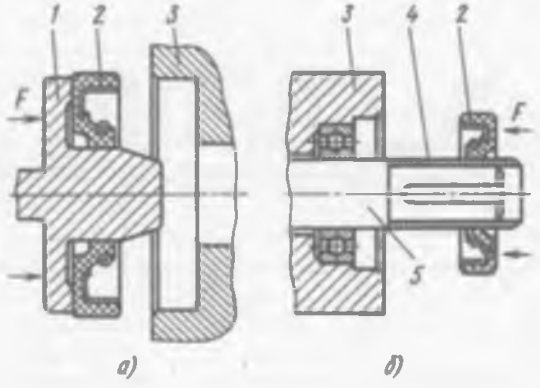


Рис. 18.109. Монтаж уплотнительной манжеты

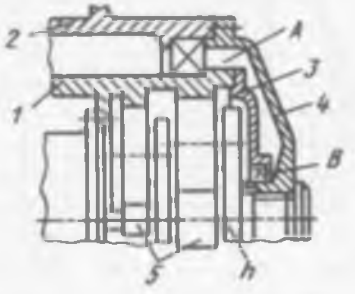


Рис. 18.110. К выбору места установки контактного уплотнения

При выборе места размещения контактного уплотнения стремятся получить минимально возможный диаметр дорожки контакта и соответственно минимальную скорость скольжения. Например, в мотор-колесе, показанном на рис. 18.110, можно расположить уплотнение редуктора *5* в зоне *A* между ободом *2* и корпусом *1*. При этом легко осуществляется непосредственное соединение выходного звена-водила *h* непосредственно с ободом. Можно также разместить уплотнение в зоне *B*, как показано на рисунке. Диаметр дорожки контакта в этом варианте существенно меньше, но при этом необходимо добавить детали *3* и *4* и увеличить осевой габаритный размер. Тем не менее в ряде случаев отдают предпочтение варианту расположения уплотнения в зоне *B* по сравнению с вариантом в зоне *A*, поскольку он обеспечивает более высокую надежность устройства.

Разделительные уплотнения

Для отделения одной среды от другой или защиты деталей от загрязнения используют уплотнительные устройства в виде мембраны, сильфона или оболочки, плотно и неподвижно присоединенные к деталям, которые неподвижны относительно другой или имеют ограниченное относительное перемещение.

На рис. 18.111, *а* показано уплотнение в виде сильфона *2*, приваренного к деталям *1* и *3*. Оно обеспечивает надежную герметичность соединения, компенсирующего тепловые деформации деталей.

На рис. 18.111, *б* изображено уплотнение шарнирной муфты. Звенья *4* и *7* связаны между собой тонкостенным стальным кожухом *5* и резиновым сильфоном *8*. Сильфон с одной стороны закреплен отогнутым краем кожуха *5*, а с другой — прижат к валу *7* хомутом *6*.

На рис. 18.111, *в* приведены разделительные уплотнения *11* к деталям *9* и *12* сферического шарнира. Уплотнение выполнено из эластомера и имеет по краям утолщенные кромки. Один край уплотнения прижат к гладкой цилиндрической поверхности детали *9* пружинным кольцом *10*. В процессе сборки (см. рис. 18.111, *в*, слева) уплотнение *11* свободно надевают на деталь *12* и затем зажимают пружинным кольцом *13*. Сечение кромки выбрано так, что она вместе с кольцом заполняет кольцевую канавку *K* (см. рис. 18.111, *в*, справа).

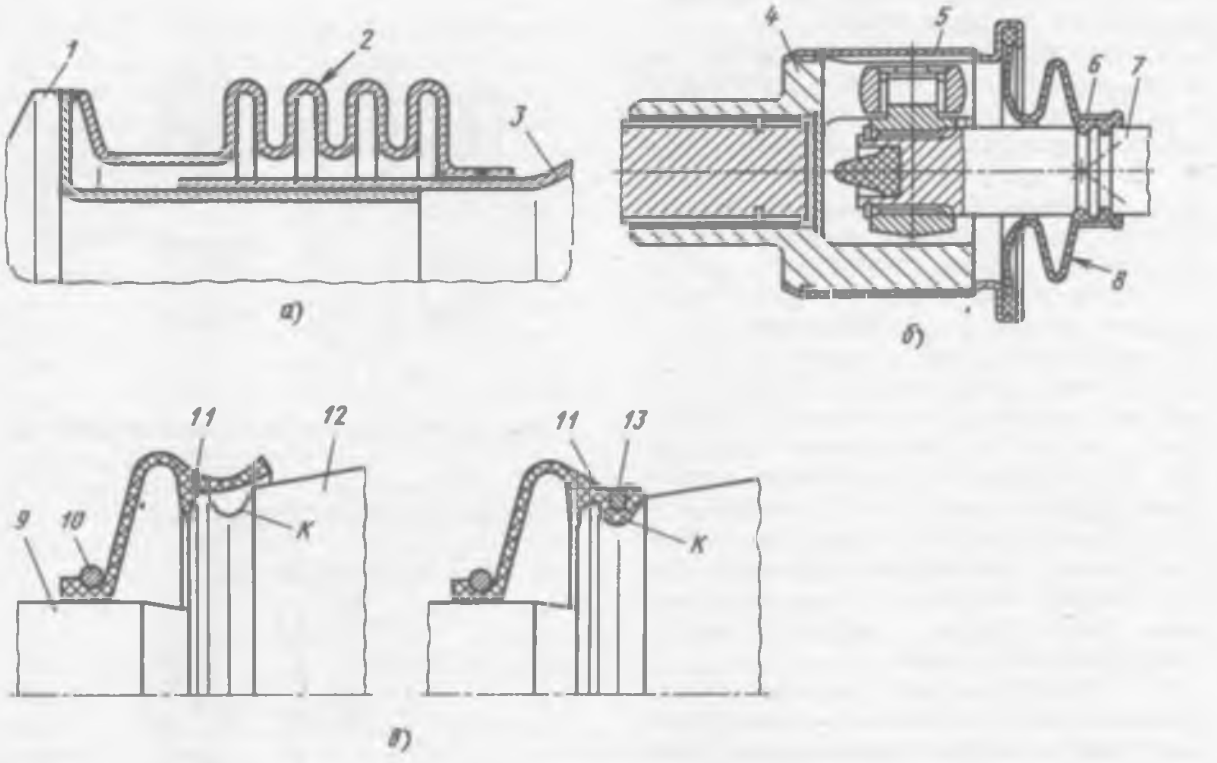


Рис. 18.111. Разделительные уплотнения

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Авиационные** зубчатые передачи и редукторы: Справочник/Под ред. Э. Б. Вулгакова. М.: Машиностроение, 1981. 374 с.

2. **Боголепов И. И.** Промышленная звукоизоляция. Л.: Судостроение, 1986. 368 с.

3. **Горкунов Д. Н.** Триботехника: Учебник для студентов втузов. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1989. 328 с.

4. **Никитин Ю. М.** Конструирование элементов деталей и узлов авиадвигателей/Под ред. Г. С. Скубачевского. 2-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1968. 324 с.

5. **Орлов П. И.** Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. В 2 кн. 3-е изд., исправленное/Под ред. П. Н. Учаева. М.: Машиностроение, 1988. Кн. 1. 560 с.; Кн. 2. 544 с.

6. **Повышение** несущей способности механического привода/В. Н. Кудрявцев, Р. Р. Гальпер, Л. М. Гаркави и др. М. — Л.: Машиностроение, 1973. 223 с.

7. **Пыж О. А., Гаркави Л. М., Державец Ю. А. и Гальпер Р. Р.** Редукторы судовых турбоагрегатов. Л.: Судостроение, 1975. 272 с.

8. **Раймпель Й.** Шасси автомобиля: Конструкция подвесок: Пер. с нем. В. П. Агапова. М.: Машиностроение, 1989. 328 с.

9. **Справочник** по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач/И. А. Болотовский, В. И. Безруков, О. Ф. Васильева и др.; Под ред. И. А. Болотовского. 2-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1986. 448 с.

10. **Тарасов Н. Д., Учаев П. Н.** Проектирование деталей и узлов машиностроительных конструкций: Справочник. М.: Машиностроение, 1983. 239 с.

11. **Уплотнения** и уплотнительная техника: Справочник/ Л. А. Кондаков, А. И. Голубев, В. Б. Овандер и др.; Под общ. ред. А. И. Голубева, Л. А. Кондакова. М.: Машиностроение, 1986. 464 с.

Глава 19
ОБЕСПЕЧЕНИЕ И СОХРАНЕНИЕ ЗАДАННОЙ ТОЧНОСТИ МАШИНЫ

19.1. МОДУЛЬНЫЙ ПРИНЦИП ПОСТРОЕНИЯ ДЕТАЛИ

Геометрическая точность машины является одним из важнейших ее показателей, определяющих способность машины выполнять свои служебные функции. От точности машины зависят ее работоспособность, надежность, экономичность, производительность, уровень вибраций и шума, качество выпускаемой продукции. На этапе конструирования машины закладываются возможности достижения и сохранения требуемой точности, а также ее восстановления в процессе эксплуатации машины.

Правильное функционирование машины, ее механизмов, выполнение ими своих служебных функций в первую очередь обеспечивается за счет соответствующего относительного движения или положения рабочих поверхностей. В свою очередь, относительное движение или положение рабочих поверхностей описывается геометрическими характеристиками (размеры, относительные повороты, соосность, симметричность, перпендикулярность, параллельность и др.). Таким образом, конструкция машины должна обеспечивать требуемый закон относительного движения рабочих поверхностей или заданное их относительное положение. С этой целью в ее конструкцию закладываются кинематические связи, обеспечивающие закон относительного движения рабочих поверхностей, и размерные связи, обеспечивающие требуемое относительное положение в машине кинематических пар и других деталей. Однако эти два вида связей нельзя рассматривать вне времени, так как движение звеньев механизмов и машин осуществляется во времени и пространстве. Поэтому при конструировании машины следует рассматривать совместно кинематические и размерные связи.

Неуклонное повышение требований к качеству выпускаемой продукции, производительности машин объясняет непрерывный рост уровня их точности, растет удельный вес высокоточных машин, точность которых во многих случаях определяется сотыми долями миллиметра, микрометра и даже десятыми и сотыми долями микрометра. Поэтому чтобы решить проблему обеспечения и сохранения заданной точности машины, необходимо рассматривать ее как комплексную задачу, объединяющую в одно целое конструкторское, технологическое, метрологическое и эксплуатационное направления.

На каждом этапе создания и эксплуатации машины решаются соответствующие задачи, связанные с проблемой достижения и сохранения точности машины. Обособленное

решение этих задач на каждом из этапов без учета их взаимосвязей приводит к дополнительным затратам общественно полезного труда. Например, недостаточно продуманная конструкция машины приводит к увеличению числа звеньев в кинематических и размерных цепях. Это, в свою очередь, уменьшает допуски на изготовление деталей и тем самым увеличивает трудоемкость изготовления и сборки машины.

Завышенные нормы точности приводят к неоправданному ужесточению допусков на изготовление деталей, увеличивают трудоемкость сборки машины и усложняет ее эксплуатацию. В итоге резко увеличивается стоимость изготовления и эксплуатации машины. Недостаточная точность изготовления деталей машины повышает трудоемкость ее сборки, снижает эффективность работы и удорожает эксплуатацию машины

Увеличение допуска на изнашивание увеличивает сроки между ремонтами машины, но при этом уменьшаются допуски на изготовление машины, а следовательно, возрастают расходы на изготовление и последующие ремонты машины.

Следует отметить и важность способов измерения точности машины. На всех этапах создания и эксплуатации машины приходится сталкиваться с решением вопросов, связанных с измерением точности машины, ее механизмов и деталей. Эти вопросы включают в себя решение задач разработки критериев оценки точности деталей, механизмов, машин, исходя из их служебного назначения, методов контроля и средств измерения, организации контроля. Вопросы измерения приобретают первостепенное значение вследствие неуклонного повышения требований к точности.

После того как конструктор сформулировал требования к точности относительного движения или положения рабочих поверхностей машины и ее механизмов, для обеспечения этой точности необходимо установить требования к точности деталей машины. В связи с этим возникает потребность в решении таких задач, как расчет норм точности деталей машины, поиск таких конструктивных решений, которые обеспечили бы достижение, сохранение и восстановление точности машины.

Поскольку любая машина представляет собой определенную совокупность деталей, то от их конструкций во многом зависит качество машины и ее точность в частности.

Единому подходу в определении требований к точности деталей способствует применение модульного принципа построения детали.

Любая деталь выполняет свое служебное назначение с помощью поверхностей. Все поверхности деталей по служебным функциям делят на исполнительные и связующие (рис. 19.1). Исполнительные поверхности делят на поверхности для базирования и рабочие. Последние участвуют в осуществлении того или иного рабочего процесса, например, при передаче крутящего момента, резании материала, хранении сыпучих и жидких материалов, передаче рабочей среды и др.

Для полноценного выполнения деталью своего служебного назначения необходимо обеспечить точное относительное положение исполнительных поверхностей. Поэтому необходимо, чтобы все исполнительные поверхности были представлены единой системой, для чего требуются связующие поверхности. Их задача заключается в объединении всех исполнительных поверхностей в единое пространственное тело-деталь и придание последней нужных форм, размеров, технологичности, прочности, эстетичности.

На рис. 19.2, *а* показано зубчатое колесо, содержащее только исполнительные поверхности: *1*, *2*, *3* — базы; *4* — набор рабочих поверхностей в виде боковых поверхностей

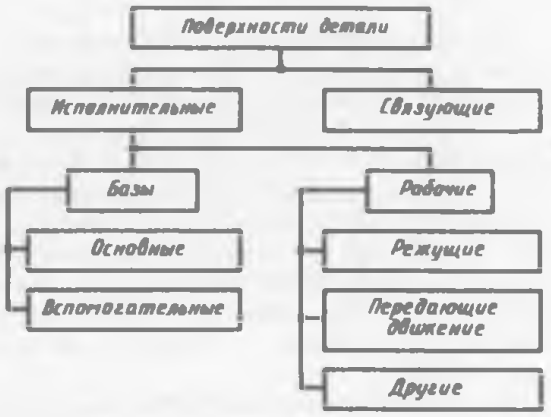


Рис. 19.1. Классификация поверхностей деталей

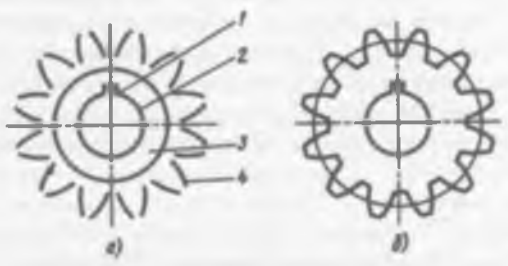


Рис. 19.2. Зубчатое колесо, представленное исполнительными поверхностями (*а*) и пространственным телом (*б*)

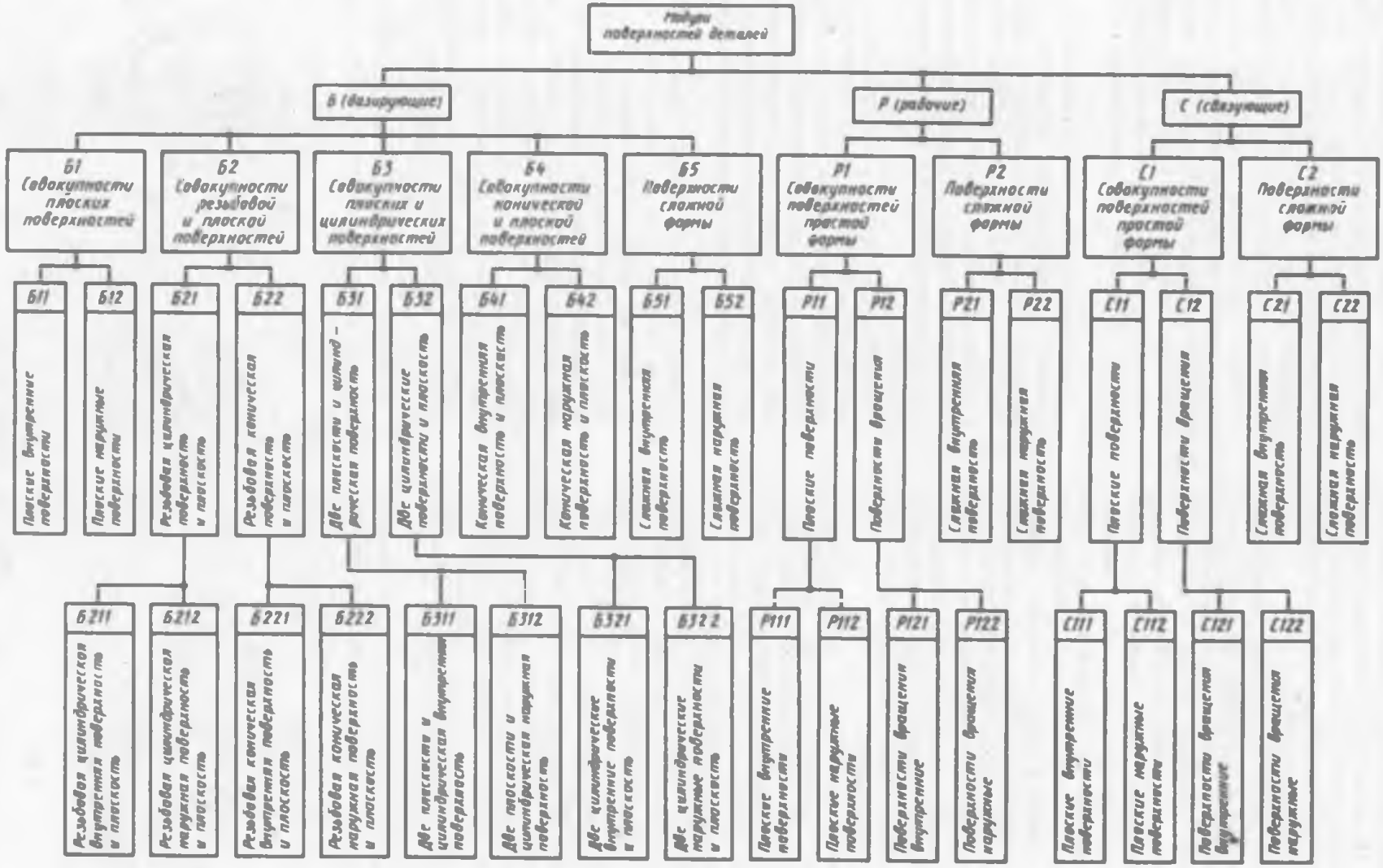


Рис. 19.3. Классификация модулей поверхностей

зубьев, необходимых для передачи крутящего момента. На рис. 19.2, *б* показано зубчатое колесо, после того как связующими поверхностями объединили исполнительные поверхности в единую систему.

В любой детали всегда есть базирующие поверхности. Для полного базирования детали необходим комплект баз, содержащий три поверхности, например у зубчатого колеса это торец, отверстие и боковая поверхность шпоночного паза. Рабочие функции деталь, как правило, выполняет совокупностью поверхностей. Например, у зубчатого колеса это набор боковых поверхностей зубьев, у резца — набор режущих поверхностей, у корпусной детали — внутренние поверхности, образующие резервуар для масла, и т. д. Связующие поверхности выполняют свои функции зачастую набором поверхностей. Таким образом, деталь выполняет свое служебное назначение в основном сочетаниями поверхностей.

Сочетание поверхностей, предназначенное выполнить соответствующую служебную функцию детали или придавать детали соответствующую конструктивную форму, обусловленную требованиями эксплуатации, называют *модулем поверхностей* (МП).

На рис. 19.3 приведена классификация модулей поверхностей, согласно которой они разделены на три класса: базирующие, рабочие и связующие; номенклатура МП ограничена 26 наименованиями.

Базирующий модуль поверхностей (МПБ) предназначен для лишения детали шести степеней свободы. Поэтому, как правило, базирующий модуль содержит три поверхности (базы), на которых можно построить прямоугольную систему координат в соответствии с теорией базирования [1].

Поверхности деталей в зависимости от числа лишаемых ими степеней свободы получили название установочной, направляющей, опорной, двойной направляющей и двойной опорной или центрирующей базы.

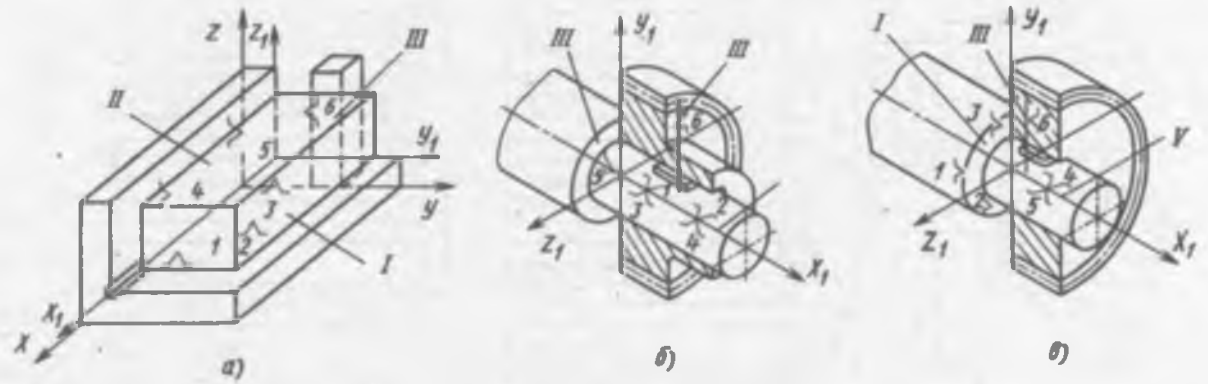
Поверхность детали, определяющую ее положение с помощью трех координат и, следовательно, лишающую деталь трех степеней свободы — перемещения вдоль координатной оси и поворотов вокруг двух других осей, называют *установочной базой*. Для детали, геометрический прототип которой прямоугольный параллелепипед, установочной базой *I* служит основание параллелепипеда (рис. 19.4, *а*).

Поверхность детали, определяющую ее положение с помощью двух координат и лишающую деталь двух степеней свободы — перемещения вдоль одной координатной оси и поворота вокруг другой оси, называют *направляющей базой*. У параллелепипеда такой направляющей базой является боковая поверхность *II*.

Поверхность детали, определяющую ее положение с помощью одной координаты и лишающую деталь одной степени свободы — перемещения вдоль одной координатной оси или поворота вокруг оси, называют *опорной базой*. Примером опорной базы у параллелепипеда является торцовая поверхность *III*.

Поверхность, на которой располагаются четыре опорные точки (*1—4*), принято называть *двойной направляющей базой* (рис. 19.4, *б*), а поверхность, на которой располагаются две опорные точки, лишающие деталь двух перемещений, называют *двойной опорной базой* (рис. 19.4, *в*). Таким образом, чтобы лишить деталь всех степеней свободы, необходим комплект баз, который образует прямоугольную координатную систему. В этой системе и должны быть расположены шесть опорных точек.

Возможны шесть вариантов расположения опорных точек, т. е. схем базирования [2]



а) б) в)

Рис. 19.4. Примеры баз:

I — установочная; *II* — направляющая; *III* — опорная; *IV* — двойная направляющая; *V* — двойная опорная

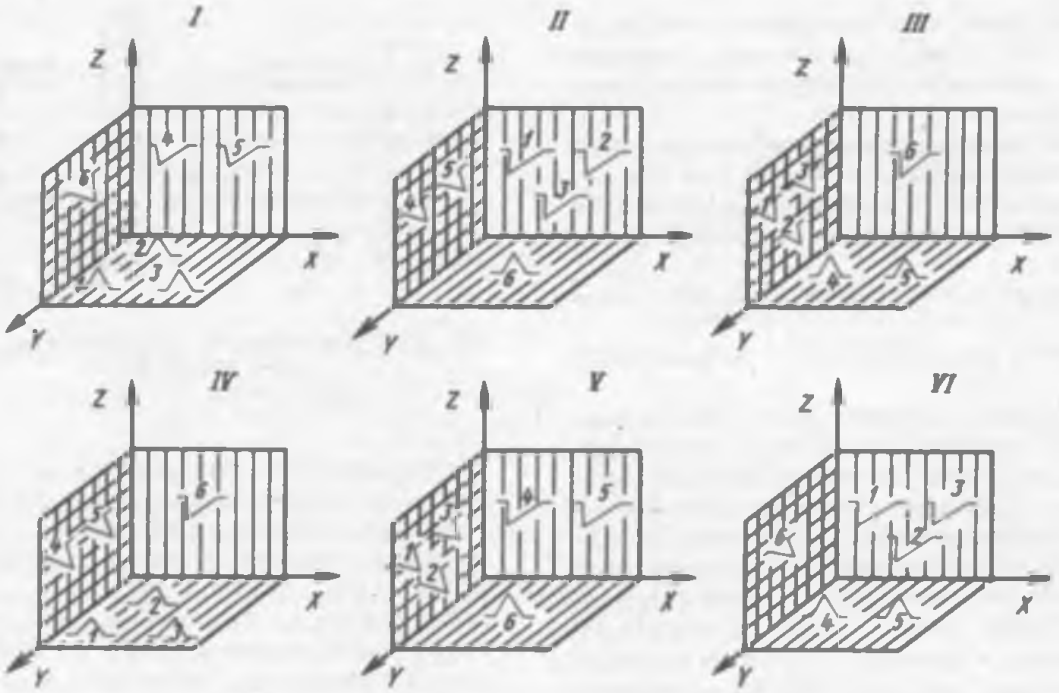


Рис. 19.5. Варианты схем базирования

по трем плоскостям прямоугольной системы координат (рис. 19.5). Схему расположения опорных точек на базах заготовки, детали или изделия называют *схемой базирования*.

Поверхности детали, с помощью которых она определяет свое положение в изделии, называют *основными базами*, а поверхности детали, предназначенные для базирования на ней другой детали, принято называть *вспомогательными базами*.

Таким образом, базирующий модуль поверхностей представляет собой комплект баз,

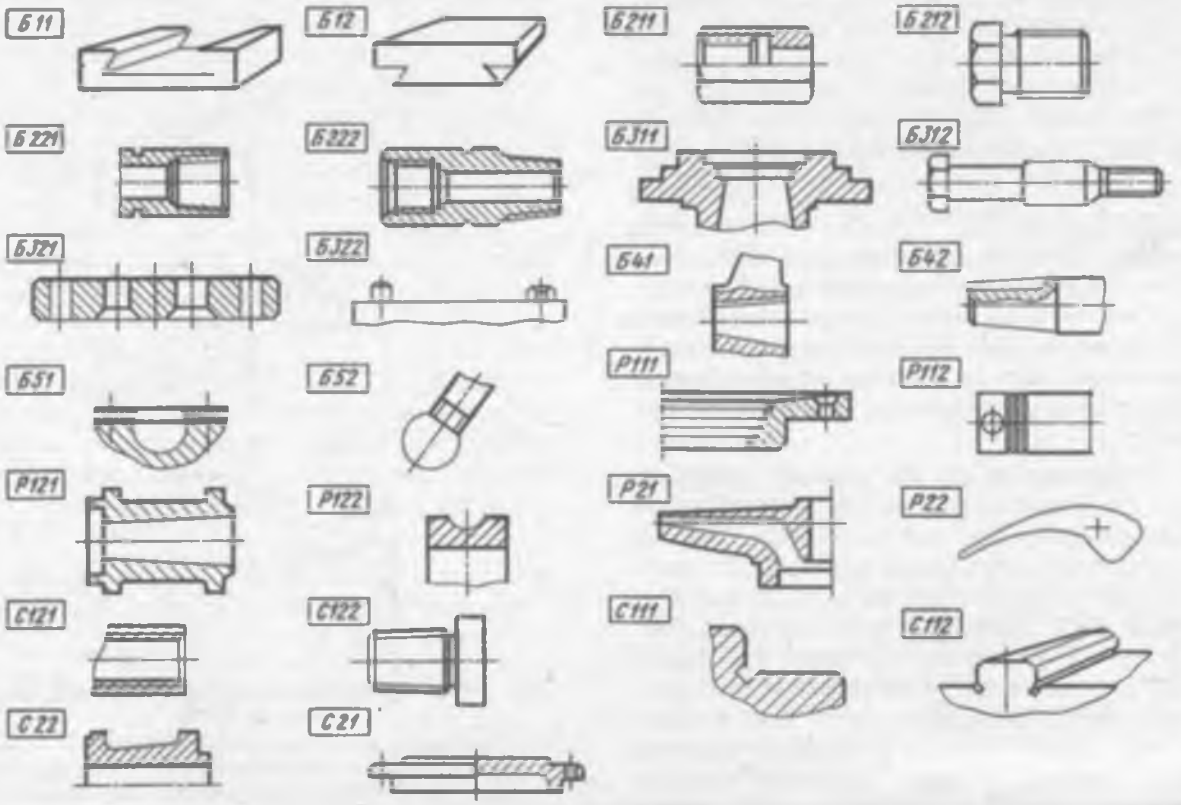


Рис. 19.6. Примеры конструктивного оформления модулей поверхностей (обозначения см. рис. 19.3)

образованный из ограниченного набора поверхностей (баз): установочная, направляющая, двойная направляющая, двойная опорная, опорная.

Возможны следующие сочетания баз, определяющие разнообразие комплектов баз:

установочная — направляющая — опорная;

двойная направляющая — опорная — опорная;

установочная — двойная опорная — опорная;

двойная направляющая — двойная опорная.

Функции базирующих поверхностей в определенной степени накладывают ограничение на разнообразие их конструктивного оформления. Например, в качестве установочной и направляющей баз, как правило, используют плоскую поверхность, в качестве двойной направляющей базы и двойной опорной базы чаще всего выступает поверхность вращения, в качестве опорной базы можно использовать небольшой участок поверхности любой формы.

Как следует из классификации МП, номенклатура МПБ ограничена 14 наименованиями, примеры которых приведены на рис. 19.6. Учитывая большое разнообразие выполняемых функций, рабочие (МПР) и связующие (МПС) модули поверхностей делят по геометрическим признакам сначала на совокупности поверхностей простой и сложной формы, далее по характеру геометрической формы поверхностей (плоские, поверхности вращения) и затем по виду поверхности (охватывающие, охватываемые). На рис. 19.6 приведены примеры конструктивного оформления модулей поверхностей каждого наименования.

Предложенная классификация МП может быть применена для проектирования деталей, так как любая деталь представляет собой совокупность МП из этой номенклатуры и проектирование ее чертежа можно рассматривать как компоновку модулей поверхностей.

Построение детали из модулей поверхностей. Модульный принцип построения детали предполагает наличие банка модулей поверхностей, содержащего варианты их конструктивного оформления по каждому наименованию МП, размерные и качественные характеристики каждого из них. Рассмотрим в качестве примера базирующий модуль Б312 (рис. 19.7). Он предназначен для лишения детали шести степеней свободы с помощью двух плоских и одной наружной цилиндрической поверхностей. Все его конструктивное разнообразие может быть сведено к двум типам, что объясняется разными схемами базирования, отличающимися различным расположением опорных точек на поверхностях модуля. При $l/d > 2{,}5$ на торце и боковой плоскости располагают по одной опорной точке, четыре опорных точки — на цилиндрической поверхности. При $l/d < 1{,}5$ на торце располагают три опорные точки, на цилиндрической поверхности — две опорные точки

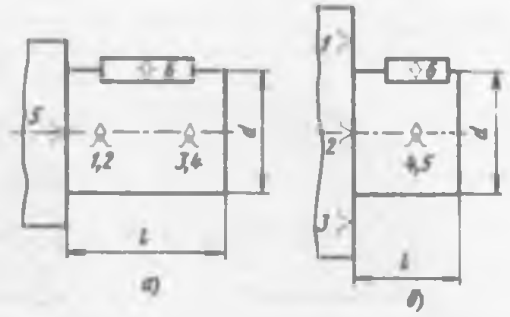


Рис. 19.7. Два варианта конструктивного оформления модуля Б312:

а — при $l/d > 2{,}5$; *б* — при $l/d < 1{,}5$

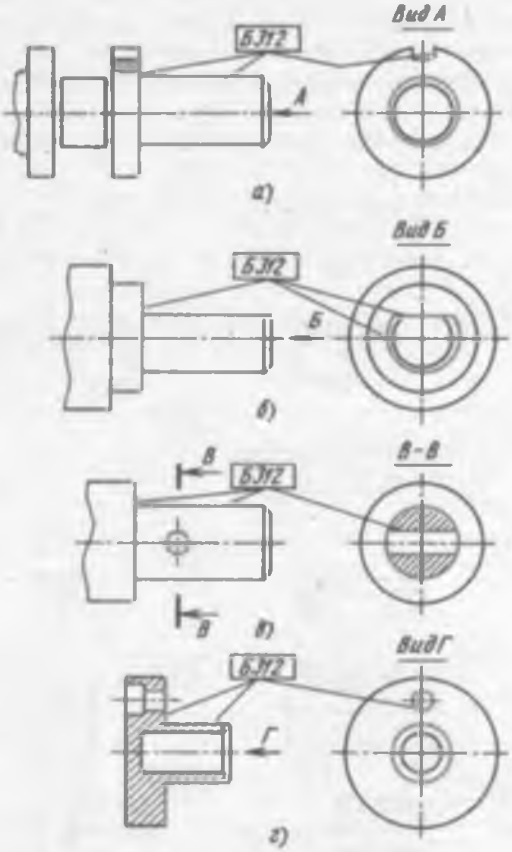


Рис. 19.8. Варианты исполнения опорной базы у модуля Б312:

а — плоскость на торцовой поверхности; *б* — лыска на цилиндрической поверхности; *в* — отверстие на цилиндрической поверхности; *г* — отверстие на торцовой поверхности

и на боковой плоскости — одну опорную точку.

Различие конструктивных форм модуля Б312, встречающееся на практике, получается за счет разного соотношения l/d; разного оформления опорной базы; разного расположения опорной базы, лишающей деталь возможности поворота вокруг оси цилиндрической поверхности, а также неполного комплекта баз.

Значительное влияние на разнообразие конструктивного оформления модуля оказывает конструктивное оформление опорной базы. Ею может быть боковая поверхность шпонки, плоскость, лыска на цилиндрической поверхности, отверстие под штифт (рис. 19.8).

Известно, что наиболее часто шестой степени свободы деталь лишается с помощью шпонки. Поэтому модуль Б312 в большинстве случаев является неполным комплектом баз (рис. 19.9), так как исполнение вала со шпонкой как единое целое встречается очень редко. И там, где шпонка является самостоятельным элементом, модуль Б312 становится полным комплектом баз только после установки шпонки.

Разнообразие конструктивного оформления модуля Б312 зависит и от расположения опорной базы. В качестве примера на рис. 19.8, *а* показано расположение опорной базы на торцовой поверхности модуля. Такой вариант можно часто встретить при базировании режущего инструмента в шпинделе станка. Можно встретить у деталей опорную базу и в виде отверстия, расположенного на торце (см. рис. 19.8, *г*).

Другой причиной разнообразия конструктивного оформления модуля Б312 является необходимость оставления детали одной или нескольких степеней свободы, а также такое конструктивное решение изделия, когда комплект баз образуется поверхностями разных деталей (рис. 19.10). Этим объясняется появление неполных комплектов баз модуля Б312, содержащих, например, такие базы, как двойная опорная или опорная база. Действительно трудно представить на практике лишение

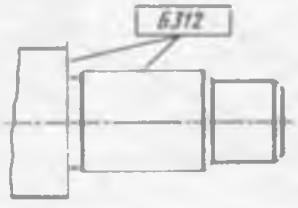


Рис. 19.9. Модуль Б312 — неполный комплект баз

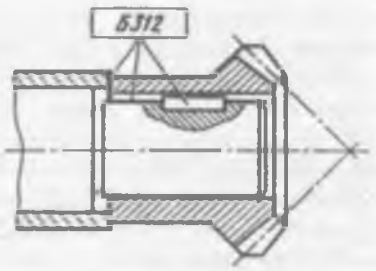


Рис. 19.10. Модуль Б312, образованный поверхностями разных деталей

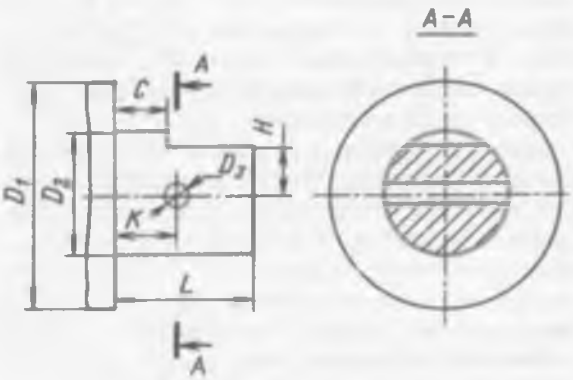


Рис. 19.11. Комплексный модуль Б312

детали только двух или одной степени свободы, так как деталь в таких условиях не имеет устойчивого положения. Такое оформление модуля Б312, как правило, возможно только при условии образования комплекта баз поверхностями разных деталей.

Чтобы облегчить конструктору поиск нужного варианта модуля Б312 при проектировании деталей, на рис. 19.11 приведен комплексный Б312, включающий в себя большинство вариантов исполнения и относительного расположения поверхностей. Пользуясь комплексным модулем Б312, конструктор, для того чтобы получить нужный вариант конструктивного оформления Б312, должен исключить ненужные поверхности.

В дальнейшем модули должны быть унифицированы.

При проектировании детали из модулей поверхностей необходимо правильно заложить в конструкцию детали размерные связи всех ее поверхностей. Ошибки в их простановке приводят в итоге к ужесточению норм точности на деталь, повышая тем самым трудоемкость ее изготовления.

Существующие методы простановки размеров на чертежах деталей отличаются отсутствием единого подхода. Модульный принцип построения детали позволяет осуществить единый метод простановки размеров на лю-

бых деталях независимо от конструктивных форм и принадлежностей к той или иной машине или изделию.

Размерные связи детали можно разделить на две группы: связи, описывающие относительное положение поверхностей, и связи, характеризующие сами поверхности. Представляя деталь совокупностью модулей поверхностей, размерные связи первой группы делят на две подгруппы: внешние размерные связи, определяющие относительное положение на детали модуля поверхности, и внутренние размерные связи, определяющие относительное положение поверхностей внутри МП. В тех случаях, когда МП содержит только одну поверхность, внутренние размерные связи отсутствуют.

Для наложения на модуль поверхностей *внешних размерных связей* необходимо на его поверхностях построить прямоугольную координатную систему. Поскольку МП представляет собой пространственную фигуру, то его положение однозначно определяется шестью координатами (тремя линейными и тремя угловыми). Назовем эти шесть координат координирующими размерами МП.

База, относительно которой задается положение МП, определяется служебным назначением МП и детали, в которую он входит; на этой базе должна быть построена прямоугольная координатная система. Сравнительно просто решается задача простановки координирующих размеров относительно базирующих модулей. Любой базирующий модуль предназначен для реализации соответствующей схемы базирования.

После установления размерных связей между модулями поверхностей нужно установить размерные связи между поверхностями внутри каждого МП. Поскольку базирующие, рабочие, связующие модули выполняют разные служебные функции, то соответственно и назначение внутренних размерных связей этих модулей должно производиться по-разному.

Рассмотрим простановку внутренних размерных связей для поверхностей базирующего МП. Каждая поверхность МПБ выполняет роль базы, с помощью которой деталь лишается соответствующего числа степеней свободы. Согласно числу лишаемых степеней свободы на базирующей поверхности должно располагаться такое же число опорных точек. Как известно [2], расположение опорных точек на координатных плоскостях комплекта баз возможно только по схеме 3—2—1.

Для того чтобы правильно установить размерные связи между поверхностями, составляющими базирующий МП, надо знать, как на них строится прямоугольная система координат. Построение координатной системы должно начинаться с построения координатной плоскости на поверхности, лишающей деталь трех степеней свободы, т. е. на установочной базе. Далее достраиваются остальные две координатные плоскости сначала на направляющей, а потом на опорной базе.

Если в комплект баз базирующего МП входит двойная направляющая база, то построение координатной системы надо начинать с построения координатной плоскости, проходящей через ось поверхности двойной направляющей базы, две опорные точки которой совместно с еще одной опорной точкой лишают деталь трех степеней свободы. Далее строят вторую координатную плоскость, тоже проходящую через ось поверхности двойной направляющей базы, две оставшиеся опорные точки которой лишают деталь двух степеней свободы, и затем достраивают третью координатную плоскость, на которой располагается шестая опорная точка.

Если базируемой детали оставляется одна или несколько степеней свободы, то это означает, что число опорных точек в схеме базирования будет меньше шести и базирующий МП будет содержать две или одну поверхности. Тогда для определения внутренних размерных связей не требуется построения полностью координатной системы.

Итак, с помощью трех опорных точек полностью определяется положение установочной базы в пространстве. Поэтому в качестве базы для простановки размерных связей внутри координатного угла выберем установочную базу *А* (рис. 19.12). Для определения положения направляющей базы *Б* относительно установочной, зная положение начала системы координат, достаточно задать угол α. Для определения положения опорной базы *В* надо задать два угла. Угол β определяет положение опорной базы относительно установочной базы, а угол γ — ее положение

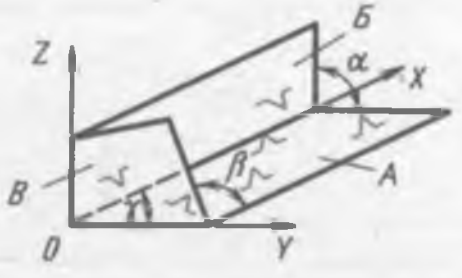


Рис. 19.12. Схема внутренних размерных связей комплекта баз, образованного совокупностью плоских поверхностей

относительно направляющей базы. Углы α, β, γ должны быть равны 90°. При такой простановке углов внутри комплекта баз накопление погрешностей при изготовлении поверхностей будет наименьшим. Как видим, размерными параметрами, определяющими относительное положение поверхностей внутри МП, являются только угловые величины.

Для рабочих и вспомогательных МП определение внутренних размерных связей осуществляется по такой же методике: сначала строят прямоугольную координатную систему, а затем в ней относительно одной поверхности МП, выбранной в качестве базы, определяют углы, устанавливающие положение других поверхностей МП. При этом надо четко представлять служебное назначение каждой поверхности МП.

Размерные связи включают в себя прежде всего габаритные размеры, а также линейные и угловые размеры, с помощью которых описывается форма поверхности. Простановку размерных связей осуществляют в пять этапов.

Первый этап — выявление модулей поверхностей, из которых состоит деталь, на основе анализа служебного назначения детали.

Второй этап — построение прямоугольных координатных систем на поверхностях каждого МП.

Третий этап — простановка на чертеже детали координирующих размеров, определяющих положение каждой координатной системы. Для этого вначале на основе анализа чертежа сборочной единицы определяют базы комплектов, относительно которых они должны быть расположены.

Далее для каждой координатной системы на чертеж детали наносят три проекции радиуса-вектора, определяющего положение начала координатной системы, положение которой определяется, и углы φ, ψ, θ поворотов ее вокруг трех ее осей, если эти углы не равны 90°. Если угол равен 90°, то показывать его на чертеже не следует, но при этом должно подразумеваться, что он равен 90°. Это уменьшит число символов на чертеже.

Проекции радиусов-векторов нужно обозначать на чертеже как векторы в виде отрезка со стрелкой. Углы — дугой с одной стрелкой. Стрелка вектора показывает базу комплекта.

Четвертый этап — простановка углов, определяющих положение координатных плоскостей, образующих координатный угол (координатную систему). Здесь нужно отметить следующее. Все углы, определяющие положения координатных плоскостей, должны быть равны 90° и поэтому на чертеже могут быть не обозначены, но их простановка нужна для расчета допусков.

Пятый этап — простановка размерных связей, описывающих поверхности. Это размеры и углы, с помощью которых описывается контур поверхности, ее габаритные размеры. В этом случае размеры и углы проставляют, как обычно, в виде отрезка или дуги с двумя стрелками.

Рассмотрим в качестве примера проектирование корпуса редуктора. При проектировании редуктора прежде всего определяют кинематическую схему передачи движения. Далее переходят к разработке эскиза корпуса редуктора, вписывая в него в первую очередь основные детали (звенья кинематической цепи), а затем и все остальные. После этого можно начинать разрабатывать чертеж корпуса редуктора.

Модульное проектирование корпуса редуктора нужно начинать с определения его служебного назначения и модулей поверхностей, необходимых для его выполнения. Установление модулей поверхностей начинают с определения потребностей в рабочих МП. Для корпуса редуктора это, как правило, поверхности, образующие емкость под масло. Затем определяют потребность в базирующих модулях. Сколько монтируется в корпус деталей, столько должно быть и базирующих модулей поверхностей плюс еще один для базирования в машине самого корпуса редуктора.

После того как будут определены все необходимые базирующие и рабочие модули поверхностей, по их шифрам (в соответствии с классификацией МП) следует вызвать из банка данных и выбрать нужные варианты конструктивного оформления МП с размерными и качественными характеристиками. Затем с учетом кинематической схемы определяют относительное расположение всех МП.

Далее с помощью связующих модулей поверхностей формируют контур корпуса редуктора, придавая ему форму, обеспечивающую требуемую прочность, технологичность, эстетичность и т. п. Такая процедура проектирования предполагает, что конструктор мыслит образами совокупностей поверхностей, объединенных совместным выполнением той или иной служебной функции детали.

19.2. ИЗМЕРЕНИЕ ТОЧНОСТИ ДЕТАЛИ

При высоких требованиях к точности машины вопросы измерения ее погрешностей приобретают первостепенное значение. Глав-

ной причиной, порождающей основные трудности в измерении геометрической точности машины, является отличие форм реальных поверхностей деталей от заданных на чертеже их геометрических прототипов.

При конструировании машины, механизма, детали конструктор оперирует образами идеальных поверхностей и их сочетанием. Под идеальными поверхностями понимают поверхности, заданные конструктором, например плоскость, круговой цилиндр, винтовая поверхность и т. п. Однако у реальных деталей форма их поверхности всегда отличается от заданной конструктором. Это и приводит к трудностям в измерении точности детали, механизма, машины. В качестве примера на рис. 19.13 показаны детали с идеальными (рис. 19.13, *а*) и реальными (рис. 19.13, *б*) поверхностями. Когда поверхности соответствуют заданным геометрическим прототипам, то легко, например, измерить расстояние c, диаметр d, отклонение от параллельности α. У деталей с реальными поверхностями возникает проблема определения этих характеристик.

Отклонение реальных поверхностей от заданных привело к введению дополнительных геометрических характеристик, таких, как отклонения от плоскостности, прямолинейности, цилиндричности, круглости (элементами которой являются овальность, огранка), отклонение профиля в продольном сечении (конусообразность, бочкообразность, седлообразность, изогнутость) и др.

Введение этих характеристик усложнило методику измерения за счет таких дополнительных этапов, как определение базы отсчета и отсчет отклонений данной характеристики. Например, для того чтобы определить отклонение от параллельности поверхности *Б* относительно поверхности *А* (см. рис. 19.13, *а*), надо построить прилегающие плоскости к каждой из этих поверхностей.

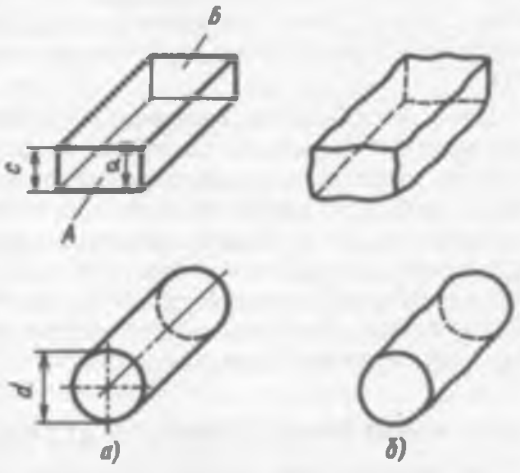


Рис. 19.13. Детали с идеальными (*а*) и реальными (*б*) поверхностями

Другой причиной повышенной трудоемкости процесса измерения точности машины является наличие многочисленных геометрических характеристик, отклонения которых надо измерять. К ним относятся отклонение от параллельности, биение, отклонение от перпендикулярности, перекос осей, отклонения от соосности, симметричности, перекрещивания осей и др.

В зависимости от типа контролируемой детали появляется необходимость в дополнительных геометрических характеристиках, учитывающих его специфику. Например, при контроле точности зубчатого колеса измеряют погрешности шага между зубьями, накопленную ошибку шага, толщину зуба и его направление. При этом каждая из геометрических характеристик требует своего метода и средств измерения.

Большой резерв в повышении эффективности и качества процесса измерения точности машин заложен в совершенствовании методов измерения. В ряде случаев наблюдается такой парадокс, когда преимущества высокоточных измерительных средств сводятся на нет недостатками методов измерения, т. е. погрешности измерения, вносимые методом измерения, оказываются значительно выше погрешностей средств измерения. Одной из главных причин такого несоответствия является многоступенчатость процесса измерения, что приводит к накоплению погрешностей.

Понимание конструктором этих трудностей способствует взвешенному подходу при назначении высоких требований к точности. Можно задать высокие требования к точности, но не иметь возможности ее измерить. Все разнообразие методов измерения точности деталей можно свести к двум: комплексный и дифференцированный методы.

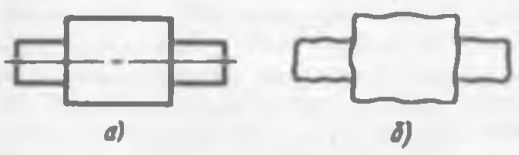
Сущность комплексного метода заключается в получении непосредственно в результате измерения ответа о соответствии контролируемого объекта своему служебному назначению. Типичным примером такого метода является измерение с помощью проходного и непроходного калибров. Кроме того, в процессе измерения непосредственно можно контролировать и показатели служебного назначения объекта. Например, при контроле плунжерной пары измеряют объем утечки рабочей среды за единицу времени и таким образом определяют годность этой плунжерной пары.

Преимуществом такого метода является возможность установления непосредственной связи между геометрией измеряемого объекта и его служебными функциями, отсутствие необходимости измерения многочисленных геометрических характеристик.

Таким образом, с точки зрения объема измерений, а следовательно, и потенциально меньшей погрешности измерения комплексный метод предпочтительнее. Однако при его разработке наталкиваются на ряд существенных трудностей: недостаточное знание тех явлений, которые имеют место при выполнении изделием служебных функций, влияние на процесс работы геометрических погрешностей. Другим недостатком комплексного метода является отсутствие информации об отклонениях геометрических характеристик, что затрудняет совершенствование технологии изготовления машины и восстановление ее точности, теряемой в процессе эксплуатации.

В связи с указанными недостатками комплексного метода широкое распространение получил дифференцированный метод, сущность которого заключается в расчете геометрических характеристик и определении их отклонений от заданных значений. Рассмотрим этот метод на примере контроля точности детали типа вал. Точность детали оценивается комплексом следующих показателей: точностью размера или расстояния между поверхностями, точностью относительных поворотов поверхностей и точностью геометрической формы поверхностей. Упрощая задачу, рассмотрим только измерение погрешностей вала в поперечном сечении. Для решения этой задачи надо измерить погрешности диаметрального размера, положения контролируемого сечения относительно опорных шеек вала, геометрической формы этого поперечного сечения (рис. 19.14, *а*).

В свою очередь, чтобы определить указанные погрешности, необходимо у реального вала (рис. 19.14, *б*) найти базы отсчета положения контролируемого сечения относительно опорных шеек. В качестве таких баз согласно ГОСТ 24642—81 примем оси этих шеек, а в качестве характеристики, определяющей погрешность положения поперечного сечения, — радиальное биение.



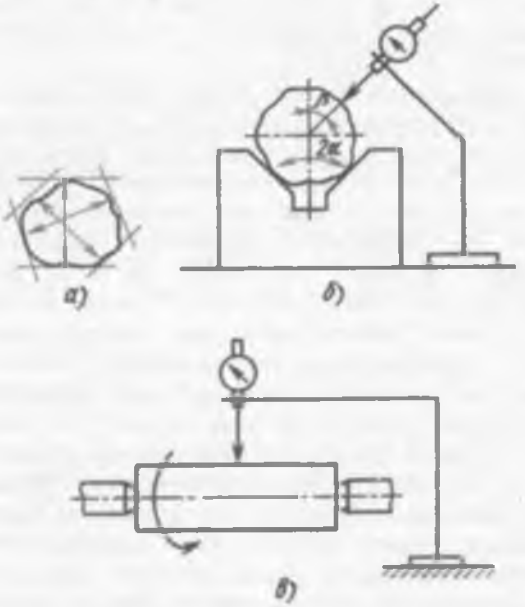
а) *б)*

Рис. 19.14. Ступенчатый вал с идеальными (*а*) и реальными (*б*) поверхностями

Исходной информацией для определения точности поперечного сечения являются результаты измерения фактических поверхностей опорных шеек и профиля контролируемого поперечного сечения. Поскольку поверхность шейки вала можно представить совокупностью профилей поперечного сечения, то для получения исходной информации надо определить n профилей поперечных сечений. Точность поперечного сечения измеряют в несколько этапов.

Этап 1 — измерение профиля поперечного сечения вала, которое осуществляется различными способами. Наибольшее распространение на практике получили три способа: двухконтактный, трехконтактный и измерение радиуса-вектора (метод образцового вращения).

Двухконтактный способ измерения профиля детали заключается в измерении диаметрального размера сечения в разных направлениях. Под диаметральным размером профиля произвольного вида, отличающегося от окружности, понимают расстояние, заключенное между точками касания профиля с двумя параллельными прямыми. В общем случае диаметральные размеры не пересекаются в одной точке (рис. 19.15, *а*), в результате чего по колебанию диаметрального размера нельзя судить о форме профиля детали. Например, известна группа фигур, имеющих постоянную ширину, которые, резко отличаясь по форме, характеризуются тем, что две



а) *б)* *в)*

Рис. 19.15. Способы измерения профиля:
а — двухконтактный; *б* — трехконтактный; *в* — одноконтактный при эталонном вращении

любые параллельные опорные прямые удалены одна от другой на одно и то же постоянное для всех направлений расстояние. Примером такой фигуры является огранка с нечетным числом граней. Следовательно, при высоких требованиях к точности формы нельзя рекомендовать этот способ для измерения профиля.

Трехконтактный способ измерения профиля детали обычно реализуется в виде измерения детали на призме (рис. 19.15, *б*). Результаты показаний измерительного прибора при таком способе измерения зависят от формы измеряемого сечения, угла 2α призмы и угла β, заключенного между биссектрисой угла и направлением измерения. Для определения по результатам измерений действительного профиля детали разработаны коэффициенты воспроизведения, определяющие связь между показаниями измерительного прибора и действительного профиля. Значения коэффициентов зависят от углов α и β и формы детали (рассматриваемой как сочетание гармоник, полученнных после разложения уравнения профиля в ряд Фурье). Следует отметить, что углы α и β определяют, какие номера гармоник будут обнаружены при таком сочетании параметров измерения, а на какие прибор не будет реагировать.

Таким образом, чтобы выявить трехконтактным методом все составляющие гармоники профиля детали и определить действительный профиль детали, необходимо измерить деталь при различных комбинациях значений углов α и β с последующим пересчетом. Такой способ трудоемок и не отличается высокой точностью.

Определение формы детали путем измерения радиуса-вектора (рис. 19.15, *в*) осуществляется при точном (эталонном) вращении детали относительно измерительного устройства. В этом случае на точности измерения не сказывается характер измеряемой формы профиля, что имело место в ранее рассмотренных способах. Однако схемы измерения, реализующие этот способ, вносят существенные погрешности. Широко распространенной схемой измерения является измерение радиуса-вектора детали при вращении ее в центрах. Измерительное устройство по такой схеме показывает отклонение от заданного значения, определяемого колебанием радиуса-вектора из-за погрешности формы, неточности вращательного движения и радиального биения детали. Другие схемы измерения радиуса-вектора, например, когда вращается измерительное устройство или деталь, имеют тот же недостаток.

На практике очень часто по радиальному биению судят о форме детали, но это неверно. Например, деталь имеет в сечении окружность, но так как невозможно без погрешности совместить центр окружности с центрами, то при измерении будет иметь место отклонение радиуса-вектора, хотя в действительности погрешность формы отсутствует. Нередко и неточность вращательного движения определяют (без каких-либо дополнительных пересчетов) по радиальному биению. Это приводит к неправильной оценке отклонения траектории фактического движения сечения детали от заданной. Может быть даже такой случай, когда неточность вращательного движения в сумме с погрешностью формы приведет к тому, что измерение покажет отсутствие радиального биения.

Допуская, что деталь совершает вращательное движение, идеализируют явление и вводят такие понятия, как ось вращения, центр вращения, принимаемые во многих случаях в качестве измерительных баз, что приводит к серьезным ошибкам. В действительности фактическое движение детали является сложным, а не вращательным. Указанное допущение объясняется тем, что раньше в подавляющем большинстве случаев при обработке деталей на станках точность формы получалась на один-два порядка выше точности размера. Это и вызвало подмену на практике понятия сложного движения вращательным и, как следствие, выбор в качестве измерительных баз осей вращения. В настоящее время требования к точности настолько повысились, что указанного разрыва уже нет и рассмотренные выше допущения не дают возможности получить правильную информацию о точности детали.

Из рассмотренных выше способов измерения профиля поперечного сечения деталей наиболее правильным является способ, основанный на измерении радиуса-вектора профиля. Основной причиной, снижающей точность измерения по этому способу, является отклонение фактического движения детали от вращательного.

Этап 2 — отображение результатов измерения профиля детали. Для определения погрешностей профиля нужно в той или иной форме представить измеренный профиль детали. Результаты измерений можно изобразить в табличной или графической форме. Последняя отличается наглядностью и позволяет оценить визуально отклонения профиля. Кроме того, при графическом способе легче анализировать характер погрешности, что особенно важно при анализе причин, порождающих погрешность.

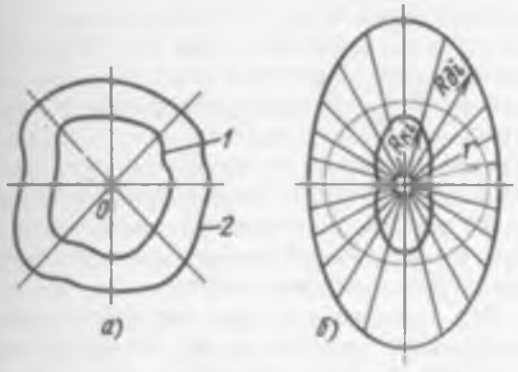


Рис. 19.16. Построение круглограммы профиля:
а — по абсолютным значениям радиуса-вектора, *б* — по отклонениям радиуса-вектора

В настоящее время в практике наибольшее распространение нашло отображение формы детали в виде круглограммы и развертки. Круглограммы могут быть построены по значениям модуля радиуса-вектора и по отклонениям модуля радиуса-вектора. Последний случай наиболее распространен.

Сущность построения круглограммы по значениям радиуса-вектора заключается в следующем. Пусть задана замкнутая кривая *1* (рис. 19.16, *а*). Необходимо построить круглограмму этой кривой большего масштаба. Тогда в области, ограниченной кривой, произвольно выбирают центр *O* и из него проводят лучи, на которых откладывают значения модуля радиуса-вектора в требуемом масштабе. В результате получаем фигуру *2* подобную замкнутой кривой, поскольку выполняется условие подобия, т. е. каждый радиус круглограммы равен произведению радиуса детали на этом же луче на один и тот же масштабный коэффициент $K_м$.

К недостаткам этого способа отображения формы детали относится большая площадь, занимаемая круглограммой при незначительном увеличении. Поэтому этот способ не нашел широкого применения на практике.

При построении круглограммы по отклонениям радиуса-вектора масштабный коэффициент умножают на отклонение модуля радиуса от постоянного значения (рис. 19.16, *б*). При таком методе построения круглограммы нарушается условие подобия. Радиус круглограммы

$$R_{ui} = (R_{ai} - r) K_м ,$$

где R_{ui} — радиус детали в i-м направлении; r — радиус окружности, вписанной в профиль; $K_м$ — масштабный коэффициент.

Поскольку из каждого радиуса детали, отличающегося друг от друга, вычитают постоянную величину, а не величину, пропорциональную каждому радиусу, то это приводит к искажению профиля, записанного в виде круглограммы. Приращение радиуса круглограммы, обусловленное нарушением условия подобия,

$$\Delta R_i = K_м r \left(\frac{R_{ai}}{R_{a1}} - 1 \right) . \qquad (19.1)$$

Из этой формулы следует, что отклонение радиуса круглограммы от радиуса, соответствующего условию подобия, тем больше, чем больше $K_м$, r и чем больше отношение R_{ai}/R_{a1} отличается от единицы. Формула (19.1) показывает, что если записать две круглограммы одного и того же профиля, но от разных центров, то круглограммы будут иметь разную форму. Действительно, согласно формуле (19.1) при различных центрах отсчета радиуса отношение R_{ai}/R_{a1} будет различное, следовательно, и отклонения радиусов круглограммы, вызванные нарушением условия подобия, будут отличаться друг от друга.

Изложенное было проверено следующим построением. Круглограмму строили для детали, имеющей в сечении окружность из центра O_1, который не совпадал с центром O окружности (рис. 19.17).

Если построить круглограмму из центра, совпадающего с центром окружности, то отношение $R_{ai}/R_{a1} = \text{const}$, отсюда и $\Delta R_i = \text{const}$ [см. формулу (19.1)], поэтому на круглограмме будет тоже окружность (рис. 19.17, *а*). При смещении центров ($R_{ai}/R_{a1} \neq \text{const}$) примем за R_{a1} наименьший радиус $R_{a1} = R_0 - e$, где R_0 — радиус окружности детали; e — эксцентриситет. Тогда $(R_{ai}/R_{a1}) - 1 > 0$, следовательно, ошибка подобия вызовет на круглограмме увеличение радиусов по сравнению с радиусом, отвечающим условию подобия.

Таким образом, при отображении профиля с помощью круглограммы, построенной по отклонениям модуля радиуса-вектора, форма

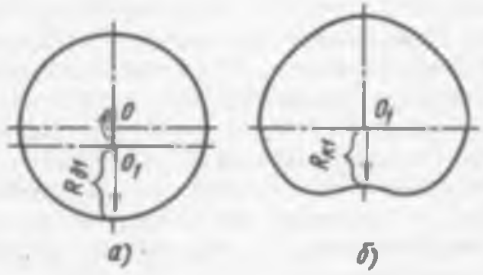


Рис. 19.17. Круглограммы окружности при совпадении (*а*) и несовпадении (*б*) центра окружности с центром вращения профиля

профиля детали всегда будет отличаться от формы профиля, записанного на круглограмме.

Отображение формы детали в виде развертки осуществляется следующим образом. При вращении детали с угловой скоростью измерительное устройство измеряет радиус детали относительно выбранного центра отсчета (обычно он совпадает с центром вращения) и через соответствующий механизм наносит на бумаге, движущейся поступательно со скоростью v, линию изменения радиуса в определенном масштабе. При этом должно соблюдаться постоянство отношения ω/v. В зависимости от отношения ω/v запись кривой будет растянута или сжата. В общем случае зависимость радиуса от угла поворота в прямоугольных координатах можно записать так:

$$R_p = K_м \left[R_{дmin} + \Delta R_д(\varphi)\right], \qquad (19.2)$$

где R_p — ордината развертки; $R_{дmin}$ — минимальный радиус детали относительно выбранного центра отсчета; $\Delta R_д$ — отклонение радиуса детали от минимального значения в функции угла поворота.

Из равенства (19.2) следует, что при изменении масштабного коэффициента $K_м$ будет изменяться радиус развертки не только из-за колебания радиуса детали, но и из-за изменения $R_{дmin}$, т. е. график $R_p = f(u)$ не только изменится по амплитуде, но и сместится по оси ординат. Условие подобия при таком способе отображения формы детали не нарушается, поскольку каждое значение радиуса $R_д$ умножается на один и тот же коэффициент $K_м$.

Таким образом, при отображении формы детали в виде развертки условие подобия не нарушается, а площадь, необходимая для ее отображения, при значительном увеличении сравнительно невелика.

Аналогичным образом фиксируют результаты измерения профиля и в поперечных сечениях опорных шеек. В итоге получают исходную информацию, необходимую для оценки геометрических погрешностей детали, после чего можно переходить к измерению погрешностей детали. Рекомендуют измерять погрешности геометрических характеристик в следующей последовательности: погрешность геометрической формы поверхностей (микроотклонения, волнистость, макроотклонения), погрешность относительных поворотов поверхностей и погрешность размера или расстояния.

В данном случае требуется определить отклонение от круглости профиля поперечного сечения вала, отклонение его положения относительно опорных шеек и отклонение диаметрального размера.

Этап 3 — измерение отклонения от круглости поперечного сечения вала. Чтобы измерить отклонение от круглости, надо прежде всего определить базу отсчета. В качестве базы отсчета принимают геометрический прототип, заданный конструктором. В данном случае это будет окружность.

При построении базовой окружности требуется найти положение ее центра и диаметральный размер. Поскольку реальный профиль имеет вид замкнутой кривой произвольной формы (см. рис. 19.13, б), то от положения центра окружности будет существенно зависеть как диаметр базовой окружности, так и отклонения от круглости. В соответствии с этим очень важное значение приобретает разработка правил определения центра базовой окружности и ее диаметра.

Наиболее распространены три методики построения базы отсчета отклонения от круглости профиля. ГОСТ 24642—81 предлагает в качестве базы отсчета отклонения от круглости пользоваться прилегающей окружностью. При этом под прилегающей окружностью понимают окружность минимального диаметра, описанную вокруг реального профиля наружной поверхности вращения, или окружность максимального диаметра, вписанную в реальный профиль внутренней поверхности вращения.

В стандартах других стран в качестве базы отсчета принимают или среднюю окружность, или две концентричные окружности. Среднюю окружность проводят таким образом, чтобы сумма квадратов расстояний от нее до точек профиля, измеренных по достаточно большому числу равномерно расположенных и радиально направленных отрезков, была минимальной.

При отсчете погрешности формы от прилегающей и средней окружностей принимают максимальное отклонение точек профиля от окружности в радиальном направлении. Когда оценку отклонения от круглости производят с помощью двух концентричных окружностей, их проводят так, чтобы одна из них была вписанной, а другая описанной, причем принимают за базу ту пару окружностей (в общем случае может быть несколько пар концентрических окружностей), у которой расстояние в радиальном направлении между окружностями минимально. Определение отклонения от круглости по этим трем методикам у одной и той же детали дает разный результат.

Главным недостатком рассмотренных выше методик отсчета погрешности формы является их использование независимо от служебного назначения контролируемой детали. Между тем детали одной и той же заданной формы могут быть предназначены для выполнения различных служебных функций. Например, вал может выполнять роль плунжера, шпинделя или неподвижной оси. Отсюда следует, что методику отсчета погрешностей формы нужно выбирать с учетом служебного назначения детали. В связи с этим представляет большой интерес разработка методик определения погрешностей формы в зависимости от служебного назначения контролируемой детали.

Недостатком методики отсчета погрешности формы от прилегающей окружности является отсутствие строгого математического аппарата для расчета положения прилегающей окружности, линии, плоскости и расчета погрешности. При этом надо отметить, что в правилах определения прилегающей окружности, линии, плоскости, приведенных в ГОСТ 24642—81, отсутствует однозначность решения, так как относительно одного и того же профиля поверхности детали может быть построено несколько прилегающих окружностей, линий, плоскостей. В качестве примера на рис. 19.18 показана фигура, в которую можно вписать множество прилегающих окружностей одного и того же максимального диаметра.

После определения базы отсчета определяют отклонение от круглости непосредственным ее измерением или расчетом по круглограмме. Далее определяют отклонение от круглости. Однако из-за того, что при построении круглограммы по отклонениям радиуса-вектора профиль круглограммы не соответствует профилю сечения детали, появляется ошибка в измерении круглости.

Этап 4 — определение радиального биения. Деталь устанавливают опорными шейками в измерительном приборе и по схеме измерения радиуса-вектора определяют радиальное биение как разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля поверхности вращения до базовой оси в сечении плоскостью, перпендикулярной к базовой оси.



Рис. 19.18. Профиль детали с несколькими вписанными прилегающими окружностями одинакового диаметра

Поскольку в качестве базовой оси используют опорные шейки, имеющие, в свою очередь, погрешность формы, то появится дополнительная погрешность измерения, обусловленная неточностью вращения.

Если решать эту задачу строго, то надо измерить профиль поперечных сечений опорных шеек, найти центры базовых окружностей и расчетным путем определить радиальное биение контролируемого поперечного сечения. Чтобы реализовать эту методику измерения, требуется дать ее математическое описание. Такой путь существенно сократит погрешности измерения, так как потребуется измерять непосредственно на приборах только профили в трех поперечных сечениях.

Этап 5 — определение отклонения диаметрального размера поперечного сечения вала. Диаметральный размер определяют как расстояние между двумя параллельными прямыми. Для этого поворачивают деталь, несколько раз измеряют это расстояние и судят о диаметре или по максимальному расстоянию, или по какому-то среднему значению.

Как следует из изложенного, указанным выше методом измеряют не диаметр окружности, а какую-то случайную величину. Что бы измерить действительно диаметр, надо прежде всего построить окружность. В зависимости от служебного назначения детали должны быть сформулированы правила построения такой окружности.

Из приведенного анализа измерения точности вала в только одном поперечном сечении видна многоступенчатость процесса измерения. На каждом этапе измерения вносят погрешности, которые накапливаются, что в итоге может привести к суммарной погрешности, соизмеримой с допуском на отклонение.

К основным причинам, снижающим качество и эффективность процесса измерения точности машины и деталей, относятся многоступенчатость процесса измерения, приводящая к существенному накоплению погрешностей измерения; многочисленность и разнообразие геометрических характеристик, требующих контроля; отсутствие связи между методами определения отклонений геометрических характеристик и служебным назначением контролируемого объекта.

Многообразие геометрических характеристик привело к появлению множества методов и средств их измерения и тем самым повысило трудоемкость и стоимость измерений.

Поэтому одной из важнейших задач совершенствования процесса измерения является унификация геометрических характеристик. Сокращение разнообразия геометрических характеристик позволит существенно повысить точность и эффективность процесса измерения. Унификацию методов и средств измерения точности деталей надо начинать с сокращения многообразия геометрических характеристик детали, требующих контроля.

Представление детали совокупностью модулей поверхностей открывает путь решения этой задачи. В этом случае следует измерять точность не отдельных поверхностей детали, а точность совокупности поверхностей — модулей поверхностей. Точность модулей поверхностей, как было отмечено выше, описывается точностью внешних и внутренних размерных связей. Если построить на модулях поверхностей прямоугольные системы координат, то задачей измерения точности внешних размерных связей будет определение точности трех линейных и трех угловых координат, определяющих положение координат системы данного модуля поверхностей. В качестве примера на рис. 19.19 показана деталь, у которой наряду с другими модулями поверхностей имеются базирующие модули *Б11* и *Б12*.

Каждый из них представляет собой сочетание трех плоских поверхностей, образующих прямоугольную систему координат. Модуль *Б12* является комплектом основных баз детали, с помощью которого деталь определяет свое положение в машине, а модуль *Б11* — комплектом вспомогательных баз, с помощью которого на этой детали базируется другая деталь. В этой связи на чертеже детали должно быть задано положение модуля *Б11* относительно модуля *Б12*. Если на каждом из этих базирующих модулей построить прямоугольные системы координат, то положение модуля *Б11* относительно модуля *Б12* будет определяться с помощью трех линейных и трех угловых координирующих размеров.

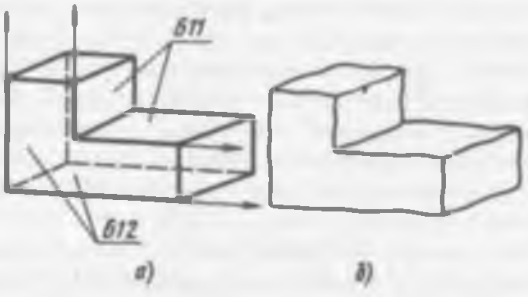


Рис. 19.19. Деталь с идеальными (*а*) и реальными (*б*) поверхностями

Однако при контроле точности детали возникают трудности в построении координатных систем, так как реальные поверхности модулей *Б11* и *Б12* имеют погрешности формы. При этом возникает необходимость в разработке правил построения прямоугольных систем координат на поверхностях модулей. Задача построения прямоугольных систем координат на реальных поверхностях модулей может быть решена с помощью контрольно-измерительной машины. Если воспользоваться ГОСТ 24642—81 «Допуски формы и расположения поверхностей», то на каждой из трех плоскостей базирующего модуля надо построить прилегающую плоскость. В общем случае эти прилегающие плоскости не будут взаимно перпендикулярны и, следовательно, не будут представлять собой прямоугольную систему координат.

Отсюда возникает необходимость введения в качестве базы отсчета погрешности положения модуля поверхностей прилегающей прямоугольной координатной системы. Прилегающую прямоугольную систему координат на реальных поверхностях модуля, образованного тремя плоскостями, можно строить следующим образом. Сначала на плоскости, выполняющей роль установочной базы, через равные расстояния определяют координаты массива ее точек (рис. 19.20, *а*). Из этого массива точек выбирают три точки *1—3*, занимающие наивысшее положение по коор

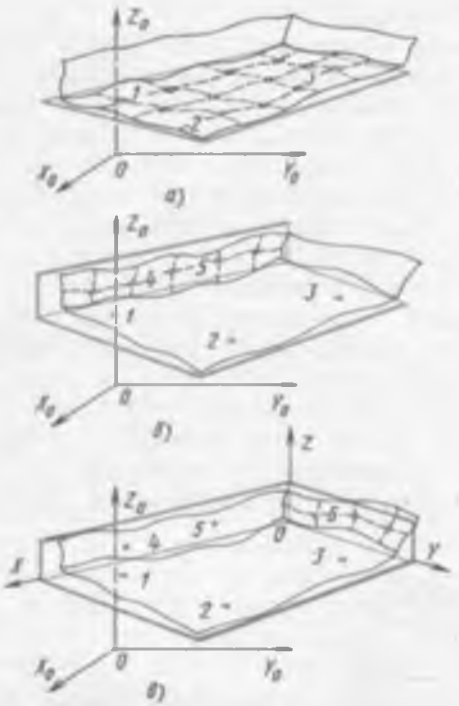


Рис. 19.20. Построение координатной плоскости: *а* — на установочной базе; *б* — на направляющей базе; *в* — на опорной базе

динате, перпендикулярной к плоскости, и на них строят плоскость координатной системы.

Затем аналогично определяют положение массива точек, принадлежащих поверхности, выполняющей роль направляющей базы (рис. 19.20, *б*). Далее вторую координатную плоскость перемещают в направлении, перпендикулярном к установочной плоскости, до касания ею двух наиболее выступающих точек. Затем определяют положение массива точек на поверхности, выполняющей роль опорной базы (рис. 19.20, *в*), и в направлении, перпендикулярном к установочной и направляющей базам, определяют положение третьей координатной плоскости, которая должна пройти через одну наиболее выступающую точку.

Построенные таким образом с помощью контрольно-измерительной машины прилегающие прямоугольные системы координат на поверхностях модулей *Б11* и *Б12* позволяют расчетным путем определить все координирующие размеры.

В зависимости от номинальных геометрических форм поверхностей, образующих другие модули поверхностей, будут отличаться друг от друга методики построения баз отсчета в виде прямоугольных систем координат. Применение в качестве базы отсчета прямоугольной системы координат сокращает многоступенчатость контроля и позволяет унифицировать методы и средства измерения.

19.3. РАСЧЕТ ТОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИНЫ

Конструктор, создавая машину, должен выявить ее рабочие поверхности, определить геометрические характеристики. Однако в процессе изготовления и эксплуатации машины действует большое число разнообразных факторов, которые вызывают отклонение фактических значений геометрических характеристик от их номинальных значений. В связи с этим конструктор должен назначать не только номинальные значения геометрических характеристик, но и допуски на их отклонения. Для этого надо уметь рассчитывать погрешности геометрических характеристик и прогнозировать их изменение во времени.

Важность решения задач расчета допусков и погрешностей геометрических характеристик машины трудно переоценить, поскольку они во многом предопределяют качество машины, ее производительность, экономичность в эксплуатации. Точность машины прежде всего определяется точностью деталей, из которых она состоит. Точность машины описывается допусками на геометрические характеристики, описывающие главным образом точность относительного положения рабочих поверхностей, принадлежащих разным деталям. Точность детали определяется точностью размерных связей, описывающих поверхности детали и их относительное положение.

Размерные связи детали можно условно разделить на две группы: связи, описывающие относительное положение поверхностей (координирующие линейные и угловые размеры), и связи, описывающие саму поверхность. К последним относятся габаритные размеры, размеры, представленные в виде функции для описания сложных поверхностей, радиусы поверхностей и т. п.

В качестве примера на рис. 19.21 показан чертеж детали, где буквами A, ψ обозначены координирующие размеры, а строчными буквами a, b, c, r — размеры, описывающие поверхность. Как правило, наиболее высокие требования предъявляют к координирующим размерам, а также к геометрическим характеристикам, описывающим рабочие поверхности детали. Если требования к точности рабочих поверхностей детали назначают на основе изучения рабочего процесса, в котором участвует деталь, то для назначения норм точности на координирующие размеры широко используют метод размерного анализа [2, 4, 6]. Размерный анализ конструкции машины включает установление связей между качественными и количественными показателями служебного назначения машины и их геометрическими характеристиками.

На первом этапе конструктор определяет те геометрические характеристики, которые оказывают непосредственное влияние на выполнение машиной ее служебных функций. Чтобы правильно ориентироваться в многообразии геометрических характеристик, следует расчленить машину на элементы по признаку их служебного назначения. В соответствии с этим будем различать машину,

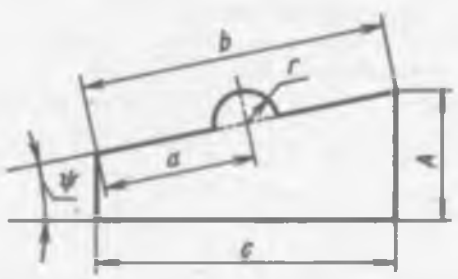


Рис. 19.21. Пример простановки размеров

механизм, соединение, деталь. Каждый из перечисленных объектов предназначен выполнять определенные служебные функции и описывается соответствующими геометрическими характеристиками. Механизм и соединение, так же как и машина, выполняют свои служебные функции при относительном движении или соответствующем положении исполнительных поверхностей.

Первым этапом размерного анализа является установление геометрических характеристик машины, их номинальных значений и допусков на них. Рассмотрим в качестве примера шестеренный насос (рис. 19.22), предназначенный для подвода смазочного материала к трущимся поверхностям деталей под давлением 0,6 МПа при подаче не менее 30 л/мин и при частоте вращения зубчатых колес 2350 мин$^{-1}$ [7]. Фактическая подача насоса

$$Q_ф = Q_т n - Q_у - Q_{вс}, \qquad (19.3)$$

где $Q_т$ — подача насоса за один оборот зубчатых колес, л/об; n — частота вращения зубчатых колес, мин$^{-1}$; $Q_у$ — утечки масла, л/мин; $Q_{вс}$ — потери при всасывании, л/мин.

При нагнетании возможны утечки масла трех видов:

$$Q_у = Q_{у.р} + Q_{у.з} + Q_{у.т},$$

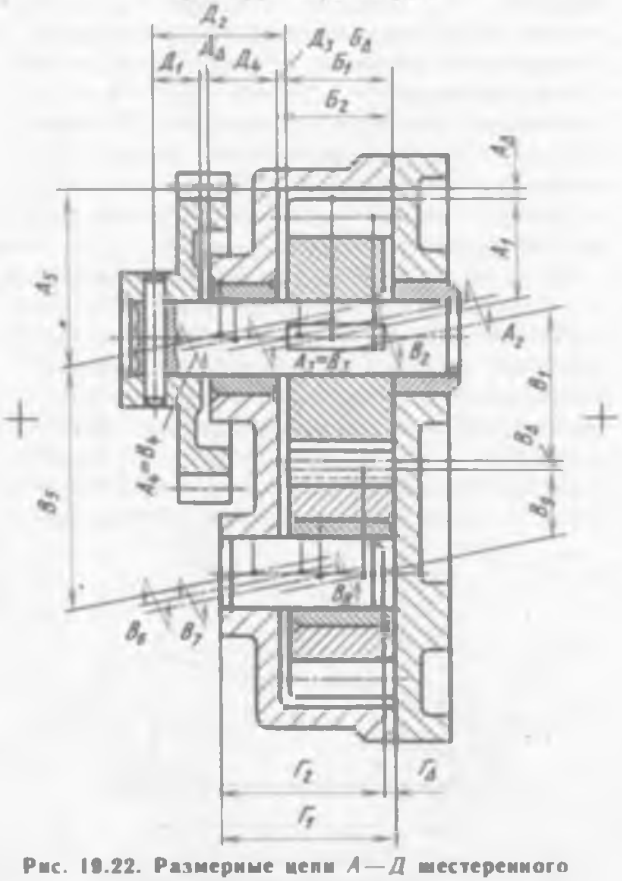


Рис. 19.22. Размерные цепи $А—Д$ шестеренного насоса

где $Q_{у.р}$ — утечка из-за радиальных зазоров между зубьями и корпусом; $Q_{у.з}$ — утечка из-за неплотности контакта зубьев; $Q_{у.т}$ — утечка из-за торцовых зазоров между корпусом и зубчатыми колесами.

Отсюда, чтобы обеспечить требуемую подачу насоса, следует установить нормы утечек и потерь. Эти нормы позволяют установить номинальные значения геометрических характеристик, от которых зависят утечки и потери, и назначить допуски на них. В частности, исходя из установленной нормы утечки масла, следует установить нормы утечек $Q_{у.р}$, $Q_{у.з}$ и $Q_{у.т}$, а исходя из них, определить наибольший допустимый радиальный зазор, боковой зазор между зубьями, торцовый зазор. Наименьшие допустимые зазоры должны быть установлены из условия отсутствия трения зубчатых колес о корпус и заклинивания их при нагревании во время работы.

Кроме того, назначают технические требования к плавности и бесшумности вращения зубчатой передачи насоса, к гарантии отсутствия контактов между корпусом и торцами зубчатых колес и торца ведомого колеса и крышкой насоса.

Таким образом, чтобы шестеренный насос выполнял свое служебное назначение, необходимо обеспечить в нужных пределах: радиальный зазор между зубчатыми колесами и корпусом; зазор между корпусом и торцами зубчатых колес (торцовый зазор); боковой зазор между зубьями зубчатых колес; зазор между торцом оси ведомого зубчатого колеса и крышкой корпуса; зазор между корпусом и торцом ведомого зубчатого колеса.

Все эти зазоры являются функцией размеров соответствующих деталей насоса, поэтому для обеспечения требуемых значений необходимо назначить допуски на те размеры, от которых они зависят. С этой целью зазоры представляют в виде исходных звеньев $А_Δ$, $Б_Δ$, $В_Δ$, $Г_Δ$, $Д_Δ$ и строят их размерные цепи. Выявленные размерные цепи позволяют обоснованно выбрать метод достижения точности каждого из перечисленных зазоров и оценить правильность простановки размеров на чертежах деталей насосов.

Прежде чем рассчитывать нормы точности на детали, надо допуск на каждое исходное звено разделить на две части: одна часть расходуется на компенсацию погрешностей изготовления машин, другая — на компенсацию погрешностей машины, возникающих в процессе ее эксплуатации. Оптимальное соотношение между обеими частями допуска находят из условия обеспечения наимень-

ших затрат общественно полезного труда. Отсутствие строгих технико-экономических расчетов деления допуска на две части приводит к значительным материальным и трудовым затратам. Поэтому разработка и внедрение методов такого рода расчета является весьма важной и актуальной задачей.

Вторым этапом размерного анализа является построение размерных цепей. На каждую геометрическую характеристику, принятую в качестве исходного звена, строят соответствующие размерные цепи линейных и угловых размеров. Они показывают, какие размеры влияют на исходное звено.

На третьем этапе размерного анализа рассчитывают размерные цепи по одному из следующих пяти методов обеспечения точности исходного (замыкающего) звена:

метод полной взаимозаменяемости;
метод неполной взаимозаменяемости;
метод групповой взаимозаменяемости;
метод регулировки;
метод пригонки [5, 6, 7].

При расчете размерных цепей определяют номинальные значения размеров, поля допусков, координаты середины полей допусков и предельные отклонения всех размеров, составляющих размерную цепь.

При расчете размерной цепи можно решать две задачи: прямую и обратную. При решении прямой задачи исходными данными является исходное звено со своим размером, допусками, координатой середины поля допуска и предельными отклонениями; требуется рассчитать номинальные размеры, допуски, координаты середин полей допусков и предельные отклонения составляющих звеньев.

При решении обратной задачи известным являются номинальные размеры, допуска (или поля рассеяния), координаты середины полей допусков (или полей рассеяния) и предельные отклонения размеров составляющих звеньев; требуется определить номинальный размер, допуск (или поле рассеяния), координату середины поля допуска (или поля рассеяния), предельные отклонения замыкающего звена размерной цепи.

Для расчета размерной цепи используют три уравнения.

1. Уравнение номинальных размеров

$$A_\Delta = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i A_i , \qquad (19.4)$$

где A_Δ — исходное (замыкающее) звено; ξ_i — передаточное отношение i-го составляющего звена, которое в общем случае есть частная производная $\xi_i = \partial A_\Delta / \partial A_i$; $i = 1, 2, \ldots, m$ — порядковый номер звена. A_i — i-е составляющее звено.

Для цепей с параллельными звеньями передаточное отношение $\xi_i = 1$ для увеличивающих составляющих звеньев, $\xi_i = -1$ для уменьшающих составляющих звеньев.

2. Уравнение координат середины полей допусков.

3. Уравнение допусков.

Вид каждого из последних двух уравнений зависит от выбранного метода обеспечения точности исходного (замыкающего) звена. Рассмотрим содержание каждого из этих методов. Будем считать, что любое изделие изготовляют в некотором количестве. Отсюда та или иная размерная цепь изделия повторяется в каждом его экземпляре.

Метод полной взаимозаменяемости заключается в том, что требуемая точность исходного (замыкающего) звена размерной цепи у любого экземпляра изделия достигается при включении в нее или замене в ней любого звена без выбора, подбора или изменения их значений.

Метод неполной взаимозаменяемости заключается в том, что требуемая точность исходного (замыкающего) звена размерной цепи достигается не у всех экземпляров изделий, а у подавляющего большинства при включении в эту размерную цепь у всех экземпляров изделия или замене в ней любого звена без выбора, подбора или изменения их значений.

Например, при сборке соединения вал — втулка (рис. 19.23) замыкающее звено A_Δ (зазор между валом и втулкой) при применении метода полной взаимозаменяемости будет находиться в пределах допуска у всех экземпляров соединения, а при применении метода неполной взаимозаменяемости — лишь у части соединений.

Метод неполной взаимозаменяемости основан на одном известном положении теории вероятностей, согласно которому возможные сочетания крайних значений отклонений всех составляющих звеньев в одном экземпляре размерной цепи встречаются значительно реже, чем сочетание средних значений. Это обстоятельство позволяет расширять в



Рис. 19.23. Размерная цепь соединения вал — втулка

2—3 раза допуски на составляющие звенья по сравнению с допусками, назначенными по методу полной взаимозаменяемости, рискуя при этом получить лишь у небольшой части экземпляров изделия отклонение замыкающего звена за пределами допуска.

При использовании метода неполной взаимозаменяемости для достижения требуемой точности замыкающих звеньев нескольких размерных цепей в одном изделии число экземпляров изделия, у которых отклонения всех замыкающих звеньев будет в пределах допусков, может оказаться меньше по сравнению с экземплярами изделия, содержащего одну размерную цепь, рассчитанную по методу неполной взаимозаменяемости.

Метод групповой взаимозаменяемости заключается в том, что требуемая точность исходного (замыкающего) звена достигается путем включения в размерную цепь данного экземпляра изделия составляющих звеньев, принадлежащих к одной из групп, на которые они предварительно рассортированы. Иными словами, допуски на размеры деталей, являющиеся составляющими звеньями, делят на несколько частей и все детали рассортировывают на группы в соответствии с тем, в какую часть допуска попадают их размеры. Точность замыкающего звена у конкретного экземпляра изделия достигается только при условии, что в его размерную цепь включаются все составляющие звенья одного номера группы.

На рис. 19.23 показана размерная цепь, замыкающим звеном которой является зазор между валом и втулкой. При сборке этого соединения предварительно все валы и втулки по значениям своего диаметрального размера рассортировывают на группы (в данном случае на три). После этого вал группы I (рис. 19.24) собирают со втулкой группы I, вал группы II собирают со втулкой группы II и вал группы III собирают со втулкой группы III.

Практика применения этого метода показывает, что из-за разного количества валов и втулок одной группы имеет место незавершенное производство изделий.

Метод пригонки заключается в том, что требуемая точность исходного (замыкающего) звена размерной цепи достигается в результате изменения величины одного из составляющих звеньев (компенсатора) путем снятия с него необходимого слоя материала. Например, в размерной цепи A (рис. 19.24) таким составляющим звеном является звено A_1 — диаметральный размер вала. Если зазор после сборки соединения окажется меньше

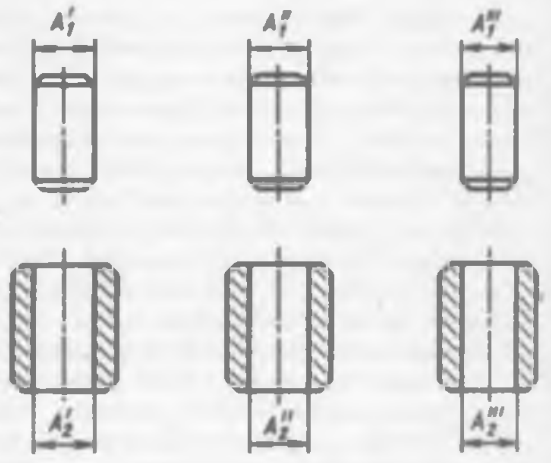


Рис. 19.24. Схема сборки соединения вал — втулка методом групповой взаимозаменяемости

заданного, то с вала снимают слой материала нужной толщины.

Метод регулировки заключается в том, что требуемая точность исходного (замыкающего) звена размерной цепи достигается путем изменения величины одного из составляющих звеньев (компенсатора) без снятия с него слоя материала. На рис. 19.25 показана размерная цепь, замыкающим звеном A_Δ которой является зазор между торцом зубчатого колеса *1* и торцом втулки *2*. Точность зазора обеспечивается изменением длины составляющего звена A_3 путем перемещения втулки вдоль оси. Такое составляющее звено называют подвижным компенсатором.

Метод регулировки может обеспечиваться и с помощью неподвижного компенсатора. На рис. 19.26 приведена размерная цепь A, где точность замыкающего звена (зазора) достигается путем включения в раз-

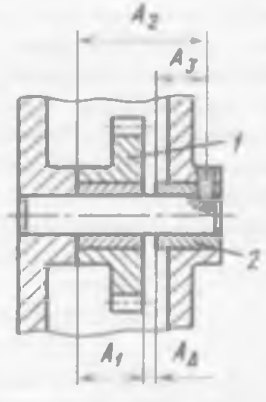


Рис. 19.25. Размерная цепь с подвижным компенсатором

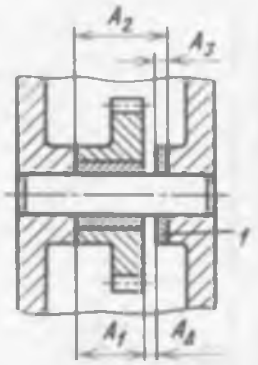


Рис. 19.26. Размерная цепь с неподвижным компенсатором

мерную цепь компенсирующего звена A_3 проставочного кольца *1* требуемого размера.

Роль компенсирующего звена выполняет проставочное кольцо *1*, являющееся в данном случае неподвижным компенсатором. Чтобы иметь возможность подобрать компенсатор требуемого размера, проставочное кольцо должно быть изготовлено в нескольких экземплярах разной толщины. Толщину проставочных колец определяют расчетным путем.

Расчетные формулы, особенности расчета, рекомендуемая область применения каждого из пяти методов, их преимущества и недостатки приведены в табл. 19.1, а последовательность расчетов размерных цепей — в табл. 19.2.

Изложенный математический аппарат расчета размерных цепей предполагает выявление размерных связей путем построения размерных цепей двух видов: линейных и угловых. Оба вида размерных связей строят как независимые цепи, номиналы их звеньев и допуски рассматривают тоже как независимые величины.

Но деталь представляет собой пространственное тело, состоящее из совокупности поверхностей, связанных между собой. Поэтому назначение допусков на расстояния и повороты поверхностей как на независимые величины приводит к существенным ошибкам в установлении норм точности. Описание размерных связей так, как это осуществляется сегодня, уже не удовлетворяет практическим запросам и требует его дальнейшего совершенствования. В этой связи приобретает актуальность разработка теории размерных пространственных цепей (РПЦ) [2].

В основу разработки понятий и определений теории пространственных размерных цепей положено представление о детали как о пространственном теле, представляющем собой совокупность поверхностей, каждая из которых предназначена выполнять те или иные функции. Это дает основание воспользоваться для построения пространственной размерной цепи методом координатных систем с деформирующимися связями [2].

Этот метод предполагает построение на основных базах деталей декартовых координат и вывод уравнения относительного движения поверхностей деталей, образующих исходное (замыкающее) звено. В итоге в правую часть уравнения движения включаются значения трех линейных и трех угловых координат каждой координатной системы, вошедшей в размерную цепь. Таким образом, с помощью декартовой системы координат удается аналитически описать положение каждой детали в пространстве относительно выбранной системы отсчета.

Основным понятием в теории размерных цепей является понятие звена. Учитывая это обстоятельство, сформулируем понятие звена пространственной размерной цепи. Согласно ГОСТ 16319—80 под звеном размерной цепи принимают один из размеров, образующих размерную цепь. В книге [5] под звеном размерной цепи понимают размер, определяющий относительное расстояние или поворот поверхностей деталей или их осей (у тел вращения — образующих). Оба понятия не удовлетворяют требованиям оценки относительного положения двух деталей в пространстве.

В пространственной постановке задачи звено размерной цепи должно отражать всю совокупность размерных связей, определяющих относительное положение двух деталей. Построив на деталях прямоугольные системы координат, положение одной детали относительно другой можно определить с помощью радиуса-вектора r, соединяющего начала двух координатных систем (рис. 19.27, *а*), и матрицы **M** трех поворотов.

В связи с этим под звеном размерной пространственной цепи будем понимать r и **M**, определяющие положение одного геометрического элемента (поверхности, линии, точки) относительно другого, оба эти элемента могут принадлежать как одной, так и двум деталям.

Графически звено размерной пространственной цепи изображают радиусом-вектором, соединяющим два геометрических элемента. В аналитической форме звено пространственной размерной цепи представляется как

$$\mathbf{r} = \begin{vmatrix} x \\ y \\ z \end{vmatrix}, \quad \mathbf{M} = \mathbf{M}_x \times \mathbf{M}_y \times \mathbf{M}_z,$$

где x, y, z — координаты начала отсчета

19.1. Методы расчета размерных цепей

Метод достижения точности	Расчетная формула	Особенность расчета	Преимущества	Недостатки	Рекомендуемая область применения
Полной взаимозаменяемости	$T_\Delta = \sum_{i=1}^{m-1} \lvert\xi_i\rvert T_i$ (19.5) $\Delta_{0\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \Delta_{0i}$ (19.6) $\Delta_{в\Delta} = \Delta_{0\Delta} + \frac{T_\Delta}{2}$ (19.7) $\Delta_{н\Delta} = \Delta_{0\Delta} - \frac{T_\Delta}{2}$ (19.8)	Допуски по составляющим звеньям распределяют: способом равных влияний $T_{ср} = \frac{T_\Delta}{\sum_{i=1}^{m-1} \lvert\xi_i\rvert}$; (19.9) обеспечение одного квалитета $T_i = a \cdot 0{,}45\sqrt[3]{Q}$, (19.10) где $a = \frac{T_\Delta}{0{,}45 \sum_{i=1}^{m-1} \sqrt[3]{Q}}$; $Q = D + 0{,}001D$	Простота и экономичность сборки изделия, простота расчета	Значения допусков на составляющие звенья получаются меньшими по сравнению с другими методами	Массовое, крупносерийное производство при небольшом числе составляющих звеньев в размерной цепи или при большом допуске на исходное (замыкающее) звено
Неполной взаимозаменяемости	$T_\Delta = t_\Delta \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 T_i^2}$ (19.11) $\Delta_{0\Delta} = \Delta_{0\Delta} + t_\Delta \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 \left(\frac{T_i}{2}\right)^2}$ (19.12) $\Delta_{н\Delta} = \Delta_{0\Delta} - t_\Delta \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 \left(\frac{T_i}{2}\right)^2}$ (19.13) $\lambda_i = 1/3$; $1/6$; $1/9$ — при законе распределения, близком к закону равной вероятности; треугольника; нормальному соответственно	Расчет производится вероятностным методом. Допуск по составляющим звеньям распределяют: способом равных влияний $T_{ср} = \frac{T_\Delta}{t_\Delta \sqrt{\xi_i^2 \lambda_i^2 (m-1)}}$; (19.14) обеспечением одного квалитета $T_i = a \cdot 0{,}45\sqrt[3]{Q}$. (19.15) где $a = \frac{T_\Delta}{0{,}45 \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 Q^{2/3}}}$; $Q = D + 0{,}001D$ p . . 32 10 4,5 1 0,27 0,1 t_Δ . . 1 1,65 2 2,57 3 3,29	Простота и экономичность сборки изделия, простота расчета, более широкие допуски на составляющие звенья	Вероятность появления изделий, у которых погрешность замыкающего звена выходит за пределы допуска; возможны дополнительные затраты на сборку этих изделий	Массовое и крупносерийное производство; при небольшом числе составляющих звеньев и небольшом допуске на исходное (замыкающее) звено

Групповой взаимозаменяемости	Расчет ведут по формулам метода полной взаимозаменяемости	Производственный допуск $T_i' = nT_i$ (19.16) Число групп $n = \frac{T_\Delta'}{T_\Delta} = \frac{\sum_{i=1}^{m-1} T_i n}{T_\Delta}$ (19.17) Групповой допуск $T_{i\,гр} = \frac{T_i'}{n_{гр}}$ (19.18)	Возможность достижения высокой точности замыкающего звена при экономичных допусках на составляющие звенья	Наличие незавершенного производства; дополнительные затраты, связанные с необходимостью проведения операций по проверке, сортировке, маркировке, хранению деталей	Массовое, крупно- и среднесерийное производство; малозвенные размерные цепи (три-четыре звена) с высокой точностью исходного (замыкающего) звена
Пригонки	Расчет производят по формулам метода полной или неполной взаимозаменяемости	Производственный допуск $T_\kappa = \sum_{i=1}^{m-1} \lvert\xi_i\rvert T_i'$ (19.19) Наибольшая возможная компенсация $T_\kappa = T_\Delta' - T_\Delta$ (19.20) Поправка в координату середины поля допуска компенсирующего звена $\Delta_{0\kappa} = \frac{T_\kappa}{2} + \Delta_{0\Delta}' - \Delta_{0\Delta}$ (19.21)	На составляющие звенья назначают экономичные допуски	Увеличивается трудоемкость сборки, нарушается ритмичность процесса сборки	Единичное, мелкосерийное производство; размерные цепи с высокой точностью исходного (замыкающего) звена
Регулировки	Расчет производят по формулам метода полной или неполной взаимозаменяемости	Число ступеней неподвижных компенсаторов $N = \frac{T_\Delta'}{T_\Delta - T_\kappa}$ (19.22)	На составляющие звенья назначают экономичные допуски; возможность восстанавливать точность в процессе эксплуатации машины	Усложнение конструкции за счет введения компенсатора	Все виды производства; размерные цепи с высокой точностью замыкающего звена

Условные обозначения: $T_{ср}$ — средний допуск составляющего звена; T_Δ — допуск исходного (замыкающего) звена; m — число звеньев размерной цепи; T_i — допуск i-го составляющего звена; $\Delta_{0\Delta}$ — координата середины поля допуска исходного (замыкающего) звена; Δ_{0i} — координата середины поля допуска i-го составляющего звена; $\Delta_{в\Delta}$ — верхнее предельное отклонение исходного (замыкающего) звена; $\Delta_{н\Delta}$ — нижнее предельное отклонение исходного (замыкающего) звена; t_Δ — коэффициент риска исходного (замыкающего) звена; P — процент риска; λ_i — коэффициент, характеризующий теоретический закон распределения значений i-го составляющего звена

19.2. Последовательность расчета размерных цепей

№ по пор.	Содержание этапа	Формула
	Прямая задача	
1	Исходные данные: номинальные значения исходного звена, допуск и координата середины поля допуска исходного звена, верхнее и нижнее предельные отклонения исходного звена, число звеньев размерной цепи, уменьшающие и увеличивающие составляющие звенья, сборочный чертеж	
2	Рассчитывают номинальные размеры составляющих звеньев, определяют передаточные отношения и T_{cp}	(19.9)
3	Проверяют правильность назначения номинальных размеров	(19.4)
4	Выбирают метод достижения требуемой точности замыкающего звена с учетом значений T_{cp}, m и типа производства	
5	Рассчитывают и устанавливают допуски, координаты середин полей допусков и предельные отклонения:	
	а) при методе полной взаимозаменяемости: на основе технико-экономических соображений устанавливают допуски на составляющие звенья;	
	устанавливают координаты середин полей допусков составляющих звеньев, за исключением одного, для которого координату середины поля допуска рассчитывают, решая уравнение с одним неизвестным;	
	проверяют правильность установленных допусков и рассчитывают верхнее и нижнее предельные отклонения составляющих звеньев;	(19.5), (19.7), (19.8)
	б) при методе неполной взаимозаменяемости:	
	из технико-экономических соображений принимают допустимый процент риска и определяют коэффициент t_Δ;	
	определяют ожидаемые законы распределения величин составляющих звеньев, исходя из особенностей технологических процессов их получения, и соответствующие законам коэффициенты λ_i и t_i;	
	на основе технико-экономических расчетов устанавливают допуски на размеры составляющих звеньев;	
	устанавливают координаты середин полей допусков составляющих звеньев, за исключением одного, для которого координату середины поля допуска рассчитывают;	
	проверяют правильность установленных допусков и рассчитывают предельные отклонения составляющих звеньев;	(19.11) — (19.13)
	в) при методе групповой взаимозаменяемости:	
	на основе технико-экономических расчетов устанавливают производственный средний допуск T'_{cp} и определяют число групп, на которое надо будет сортировать составляющие звенья, $n = T'_{cp}/T_{cp}$;	
	на основе технико-экономических расчетов и с учетом T'_{cp} устанавливают производственные допуски на размеры составляющих звеньев и проверяют правильность установленных допусков по формуле $T_\Delta = \sum_{i=1}^{m-1} \lvert\xi_i\rvert T_i$ при соблюдении условия $\sum_{i=1}^{k} \vec{T}_i = \sum_{k+1}^{m-1} \vec{T}_i$, где $\vec{T}_i$ — увеличивающее i-е звено; $\overleftarrow{T}_i$ — уменьшающее i-е звено; при этом допуски на повороты и форму деталей устанавливают, как при методе полной взаимозаменяемости;	
	рассчитывают координаты середины полей допусков составляющих звеньев в каждой из групп и предельные отклонения составляющих звеньев;	
	г) при методе пригонки:	
	выбирают компенсирующее звено;	
	устанавливают экономичные для данных производственных условий допуски на размеры составляющих звеньев и координаты середины полей допусков;	
	определяют производственный допуск T'_Δ;	(19.19)
	рассчитывают наибольшую возможную компенсацию $T_к$;	(19.20)

Продолжение табл. 19.2

№ по пор	Содержание этапа	Формула
	рассчитывают величину поправки в координату середины поля допуска компенсирующего звена $\Delta_{0к}$;	(19.21)
	д) при методе регулировки:	
	выбирают компенсирующее звено (подвижный или неподвижный компенсатор);	
	устанавливают допуски на размеры всех составляющих звеньев, экономически приемлемые для данных производственных условий, и определяют производственный допуск T_Δ' на замыкающее звено;	(19.19)
	рассчитывают наибольшую возможную величину компенсации $T_к$;	(19.20)
	при применении неподвижного компенсатора;	
	рассчитывают число ступеней N неподвижного компенсатора;	(19.22)
	рассчитывают координаты середины полей допусков, размеры неподвижных компенсаторов;	
	рассчитывают число неподвижных компенсаторов каждой ступени на основе предполагаемого закона рассеяния величины замыкающего звена	
	Обратная задача	
1	Исходные данные: номинальные размеры, допуски (поля рассеяния), координаты середины полей допусков (координаты середины полей рассеяния, статистические характеристики законов рассеяния) составляющих звеньев, m, уменьшающие и увеличивающие составляющие звенья	
2	Рассчитывают номинальное значение замыкающего звена	(19.4)
3	Рассчитывают:	
	а) при методе полной взаимозаменяемости:	
	допуск или поле рассеяния замыкающего звена;	$\omega_\Delta = \sum_{i=1}^{m-1} \lvert\xi_i\rvert\, \omega_i$
	координату середины поля допуска замыкающего звена или координату середины поля рассеяния $\Delta_{0\omega_\Delta}$ замыкающего звена и координату центра группирования $M(x)_\Delta$ отклонений замыкающего звена, коэффициент относительной асимметрии α_Δ, предельные отклонения замыкающего звена;	$\Delta_{0\omega_\Delta} = \sum_{i=1}^{i-m} \xi_i \omega_i \Delta_{0\omega_i}$ (19.23) $M(x)_\Delta = \sum_{i=1}^{m-1} \times \times \left(\xi_i \Delta_{0\omega_i} + \alpha_i \times \times \frac{\lvert\xi_i\rvert\, \omega_i}{2}\right)$, (19.24) $\alpha_\Delta = \frac{M(x)_\Delta - \Delta_{0\omega_\Delta}}{\frac{\omega_\Delta}{2}}$ (19.25) где α_i — коэффициент относительной асимметрии i-го звена; $\Delta_{0\omega_\Delta}$ координата середины поля рассеяния i-го звена
	б) при методе неполной взаимозаменяемости:	
	допуск или поле рассеяния замыкающего звена	$\omega_\Delta = t_\Delta \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 \omega_i^2}$ (19.26)

№ по пор.	Содержание этапа	Формула
	координату середины поля допуска замыкающего звена или координату середины поля рассеяния замыкающего звена и координату центра группирования отклонений замыкающего звена, коэффициент относительной асимметрии, предельные отклонения замыкающего звена в некоторых случаях рассчитывают возможный процент риска выхода размера замыкающего звена за пределы заданного допуска, для этого рассчитывают коэффициент риска процент риска P определяют по t_A (см. табл. 19.1)	(19.5), (19.6), (19.23), (19.24) $t_A = \frac{T_A}{\sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 \omega_i^2}}$

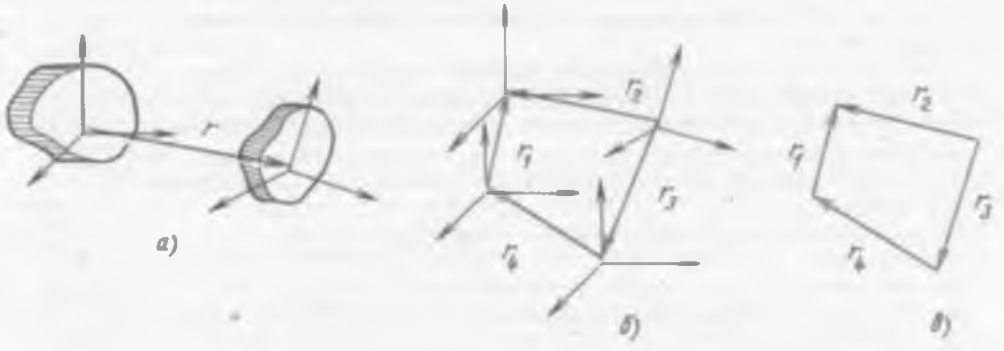


Рис. 19.27. Графическое изображение размерной пространственной цепи и ее звена:
а — звено размерной пространственной цепи; *б* — размерная пространственная цепь с координатными системами; *в* — размерная пространственная цепь в виде многоугольника

системы координат, положение которой определяют; $\mathbf{M}_x$, $\mathbf{M}_y$, $\mathbf{M}_z$ — матрицы поворотов координатной системы последовательно вокруг осей x, y, z.

Если в качестве геометрических элементов выступает плоскость, линия или точка, то число переменных в функциях $r = f(x, y, z)$ и $\mathbf{M} = f(\mathbf{M}_x, \mathbf{M}_y, \mathbf{M}_z)$ соответственно будет меньше.

Возможны следующие сочетания относительного положения геометрических элементов, выступающих в качестве исходного (замыкающего) звена: поверхность — поверхность; поверхность — линия; поверхность — точка; линия — линия; линия — точка; точка — точка.

Приняв понятие звена пространственной размерной цепи, можно предложить следующие основные определения.

Под пространственной размерной цепью понимают совокупность радиусов-векторов, образующих замкнутый контур, где радиусы-векторы соединяют начала систем координат и геометрических элементов, перемещения и повороты которых непосредственно участвуют в решении поставленной задачи. Тогда в графическом изображении пространственная размерная цепь может быть представлена как совокупность координатных систем и геометрических элементов, соединенных радиусами-векторами (рис. 19.27, *б*).

Графическое изображение можно упростить, исключив координатные системы и геометрические элементы. Тогда в графической интерпретации пространственная размерная цепь будет представлять собой замкнутый пространственный многоугольник (рис. 19.27, *в*), где его стороной является радиус-вектор.

В качестве примера построим размерную пространственную цепь (РПЦ) редуктора (рис. 19.28, *а*), замыкающим звеном которого является зазор R_Δ. На основных базах корпуса редуктора зубчатого колеса, приставочного кольца, торцах бобышек корпуса построим прямоугольные системы координат. Соединив начала этих координатных систем радиусами-векторами, получим РПЦ (рис. 19.28, *б*), где R_Δ — исходное (замыкающее) звено, R_1, R_2, R_3 — составляющие звенья.

Сформулируем понятия звеньев РПЦ.

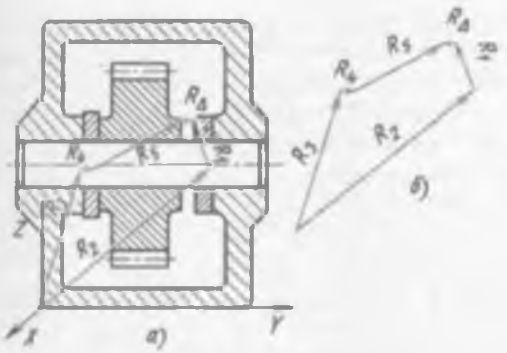


Рис. 19.28. Размерная пространственная цепь редуктора:

а — редуктор с размерной пространственной цепью; *б* — размерная пространственная цепь

Исходное (замыкающее) звено — звено РПЦ, непосредственно связывающее два геометрических элемента, относительное положение которых надо обеспечить или определить. Исходным оно будет, если построение РПЦ начинается с него, а замыкающим — если оно получается в результате построения РПЦ.

Составляющее звено — звено РПЦ, изменение величины которого влияет на величину исходного (замыкающего) звена.

Понятия увеличивающее и уменьшающее звенья, используемые в теории линейных размерных цепей, теряют свой смысл, так как в нашем случае любое составляющее звено в зависимости от того, какой из шести его параметров изменился, может увеличивать и одновременно уменьшать значения различных параметров замыкающего звена. Таким образом, можно лишь говорить о характере влияния каждого из шести параметров составляющего звена на значение того или иного параметра замыкающего звена.

Компенсирующее звено — предварительно выбранное звено РПЦ, изменением параметров которого достигается требуемая точность замыкающего звена.

Общее звено — звено, одновременно принадлежащее нескольким РПЦ.

Основная РПЦ — размерная цепь, замыкающее звено которой обеспечивается в соответствии с решением основной задачи.

Производная РПЦ — размерная цепь, замыкающим звеном которой является одно из составляющих звеньев основной размерной цепи.

Конструкторская РПЦ — размерная цепь, определяющая относительное положение геометрических элементов деталей в изделии.

Технологическая РПЦ — размерная цепь, обеспечивающая требуемое относительное положение геометрических элементов изготавливаемого изделия при выполнении технологического процесса.

Измерительная РПЦ — размерная цепь, существующая при измерении относительного положения геометрических элементов изготавливаемого или изготовленного изделия.

Понятия линейной, угловой, плоской и пространственной размерных цепей, имеющих место в существующей теории размерных цепей, теряют свой смысл в связи с постановкой задачи как пространственной.

Параллельно связанные РПЦ — размерные цепи, имеющие одно или несколько общих звеньев.

Последовательно связанные РПЦ — размерные цепи, из которых каждая последующая имеет одну общую базу с предыдущей.

РПЦ с комбинированной связью — размерные цепи, между которыми имеются параллельные и последовательные связи.

При расчете пространственных размерных цепей, так же как и линейных, решают прямую и обратную задачи. При решении прямой задачи, исходя из установленных требований к точности исходного звена, определяют номинальные значения каждого из шести параметров (в общем случае), поля допусков, координаты середин полей допусков и предельные отклонения по каждому из параметров каждого составляющего звена.

При решении обратной задачи, исходя из установленных номинальных значений, полей допусков и координат середин полей допусков по каждому параметру на каждое составляющее звено, определяют номинальное значение, поле допуска, координаты середины поля допуска и предельные отклонения по каждому параметру замыкающего звена.

Принципиальное отличие расчета пространственной размерной цепи от линейной и угловой заключается в том, что номиналы и допуски на линейные (x, y, z) и угловые (φ, ψ, θ) параметры рассматривают как взаимосвязанные величины. Если при решении прямой задачи линейной размерной цепи недостает нужного числа уравнений для определения числовых характеристик составляющих звеньев, то для пространственной размерной цепи этот недостаток усугубляется в еще большей степени из-за того, что увеличивается число переменных. И одной из важнейших задач в развитии теории пространственных размерных цепей является поиск и разработка методов решения прямой задачи.

В решениях прямой и обратной задач сохраняются два принципиально отличных направления: расчет на максимум-минимум и вероятностный расчет. Первое направление применяют, когда требуется обеспечить 100%-ную взаимозаменяемость изделий, второе направление — когда допускается определенный процент изделий, у которых возможно превышение отклонения замыкающего звена над его допуском.

Теорией и практикой применения линейных размерных цепей разработаны пять методов обеспечения точности замыкающего звена: метод полной взаимозаменяемости (метод расчета на максимум-минимум), метод неполной взаимозаменяемости, метод групповой (селективной) взаимозаменяемости, метод регулировки и метод пригонки. Все перечисленные методы по своему содержанию остаются справедливыми и для пространственных размерных цепей. Однако расчетные формулы будут другими.

Основой методов расчета является уравнение радиуса-вектора как функции радиусов-векторов и матриц поворотов составляющих звеньев [2]:

$$\mathbf{M}_\Delta \times \mathbf{R}_\Delta = \sum_{i=1}^{m-1} \mathbf{M}_i \times \mathbf{R}_i + R_m;$$

$$\mathbf{M}_i = \prod_{n=1}^{i} \mathbf{M}_{i-n+1}, \; i = 1, 2, \ldots, m,$$

где R_Δ, $\mathbf{M}_\Delta$ — радиус-вектор и матрица поворотов замыкающего звена; R_i, $\mathbf{M}_i$ — радиус-вектор и матрица поворотов составляющих звеньев соответственно; при $i = m$ $\mathbf{M}_i = \mathbf{M}_\Delta$; m — число звеньев в размерной цепи; n — порядковый номер составляющего звена, $n = 1, 2, \ldots, i$.

19.4. ТРИ ПУТИ ОБЕСПЕЧЕНИЯ И СОХРАНЕНИЯ ТОЧНОСТИ МАШИН

Теорией и практикой машиностроения разработаны многочисленные методы и способы достижения, сохранения и восстановления точности машин, которые можно свести к трем направлениям: первое — конструкторское, т. е. создание конструкции машины, способствующей получению заданной точности; второе — подавление факторов, порождающих погрешности машины, и третье — управление точностью.

Конструкторское направление заключается в создании такой конструкции, которая противодействует возникновению погрешностей. Появление погрешностей обусловлено силовым и тепловым воздействием, действием в деталях машины внутренних напряжений, изнашиванием и др. Поэтому в создаваемую конструкцию машины следует закладывать такие качества, как жесткость, теплостойкость, износостойкость, виброустойчивость. Достижение требуемых значений перечисленных качественных показателей обеспечивается конструктивным решением и применением соответствующих материалов.

Любая деталь машины, размеры которой входят в качестве составляющих звеньев в размерную цепь, оказывает влияние на точность машины. Поэтому в конструктивном отношении точность машины зависит в большей степени от точности положения деталей, обусловленной схемой базирования деталей, конструктивным оформлением баз, обеспечением определенности базирования. В связи с этим выбор схемы базирования детали представляется важной задачей. В свою очередь, схемы базирования деталей и сборочных единиц машины во многом предопределяют компоновку как ее сборочных единиц, так и самой машины.

В силу сложившейся практики конструктор обычно не придумывает схем базирования каждой детали, и они получаются стихийно как следствие принятого конструктивного решения. И лишь в тех случаях, когда конструктивные формы детали явно входят в противоречие с правилами базирования, опытный конструктор вносит коррективы в ее конструкцию.

Каждая деталь для определения своего положения в машине или механизме имеет комплект основных баз. Правильное конструктивное оформление основных баз детали создает предпосылки для достижения высокой точности. В частности, для комплекта баз (рис. 19.29), образующего координатный угол, установочная база должна отличаться наибольшими габаритными размерами, направляющая база — наибольшей протяженностью и опорная база — наименьшими га-

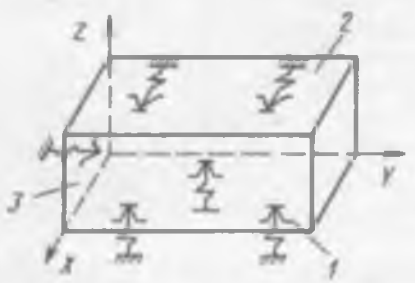


Рис. 19.29. Комплект основных баз призматической детали:
1 — установочная база; *2* — направляющая база; *3* — опорная база

баритными размерами. В тех случаях, когда в составе комплекта баз оказываются двойная направляющая база и двойная опорная база, первая должна отличаться наибольшей протяженностью, а вторая должна быть короткой (рис. 19.30)

Нарушение этих рекомендаций приводит к изменению схемы базирования и в итоге к возникновению погрешности положения детали в машине. На рис. 19.31 показано, что при одинаковых габаритных размерах установочной *1* и направляющей *2* баз детали *А* последняя из-за наличия погрешности относительного углового положения этих баз может занять в машине одно из двух положений Во втором случае (рис. 19.31, *в*) установочной базой окажется поверхность *2*, а направляющей базой поверхность *1*. Аналогичная картина может произойти и с деталями, где одной из баз является поверхность вращения. Если последняя выполняет роль двойной направляющей базы (см. рис. 19.30), то ее длина должна быть примерно 2,5*d*. Если же диаметр торца окажется соизмеримым с длиной детали (см. рис. 19.30,*б*), то торец будет выполнять вместо опорной базы роль установочной базы, а цилиндрическая поверхность роль двойной опорной базы.

Кроме правильного выбора габаритных размеров основных баз надо обеспечить определенность базирования деталей, под которой понимают неизменность ее положения относительно поверхностей другой детали или деталей, с которыми она соединена.

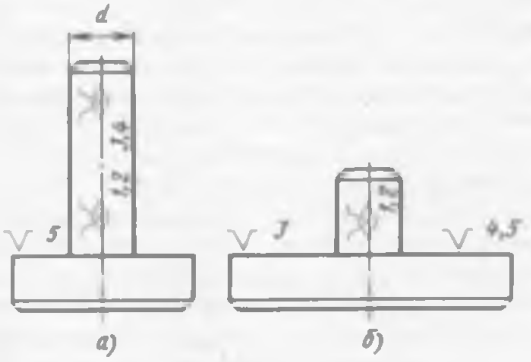


Рис. 19.30. Базирование деталей с разным соотношением длины к диаметру цилиндрической поверхности



Рис. 19.31. Пример смены баз

В обеспечении определенности базирования деталей скрыт большой резерв повышения точности и виброустойчивости машины. Определенность базирования достигается приложением силового замыкания. Однако часто в конструкциях машин это не предусматривается, в результате чего детали меняют свое положение в машине (в пределах зазоров). Например, если только изменить точку приложения силы или ее направление, деталь может изменить свое положение.

Исследования [8] показывают, что при сопряжении деталей по плоскостям фактическая площадь их контакта составляет около 10 % даже при высоких нагрузках, что характерно для поверхностей, обработанных шабрением. Такая малая фактическая площадь контакта объясняется наличием погрешностей геометрической формы сопрягаемых поверхностей. По этой причине их сопряжение фактически происходит по пятнам контакта. Например, если поверхность детали является установочной базой, то из-за погрешностей ее геометрической формы контакт с сопрягаемой поверхностью другой детали будет осуществляться по трем пятнам контакта, расположенным случайным образом (рис. 19.32, *а*). У направляющей базы таких пятен должно быть два (при правильном конструктивном оформлении) и у опорной базы — одно пятно контакта. Поэтому желательно у детали формировать эти пятна.

Следует подчеркнуть, что конструктивное оформление баз деталей в виде пятна контакта не только повышает точность положения детали, но и снижает трудоемкость ее обработки, так как обрабатываемая поверхность сокращается в несколько раз. При отсутствии заранее оформленных пятен стоит только изменить точку приложения силы или ее направление, как в стыке поверхностей возникает новое расположение пятен контакта (рис. 19.32, *б*); при этом как они будут расположены, конструктор тоже не знает.

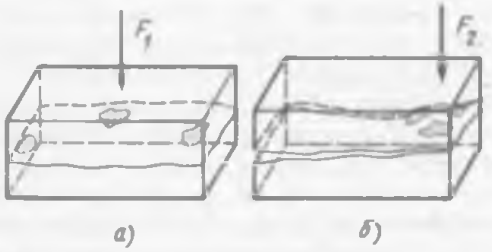


Рис. 19.32. Расположение пятен контакта сопрягаемых поверхностей при различном силовом замыкании

Если теперь рассматривать всю совокупность деталей машины, когда происходит изменение силового воздействия как внешнего, так и внутреннего (передачу его между деталями через пятна контакта), то можно мысленно себе представить непрерывные, неупорядоченные перемещения всех этих деталей. При этом не всегда сохраняется шесть пятен контакта между деталями. А это значит, что у деталей появляются степени свободы и у каких-то деталей возникают консольно расположенные массы. В этом случае нагрузки ударного типа вызывают колебания массы, детали начинают попеременно входить в контакт то с одной, то с другой смежными деталями, и в итоге в машине возникают колебания.

Одним из радикальных решений проблемы обеспечения определенности базирования каждой детали является обеспечение на этапе конструирования машины постоянства положения пятен контакта деталей в местах их сопряжения. Для этого места сопряжения деталей следует не только оформлять в виде небольших площадок, но и обязательно предусматривать приложение соответствующего силового замыкания.

Силовое замыкание осуществляется посредством приложения сил и моментов. Например, в зубодолбежных и ряде других станков предусматривается предварительный натяг в кинематических цепях, обеспечивающий определенность контакта между кинематическими звеньями. Натяг достигается подвешиванием груза, ввода пружин и т. п.

Наибольший эффект по точности может быть достигнут, если схему базирования выбирают не автономно для каждой из деталей, а для всех деталей размерной цепи с учетом взаимного влияния схем базирования каждой детали.

Следующим шагом должен быть выбор наилучшего расположения пятен контакта на поверхности каждой базы комплекта баз. При этом должно учитываться расположение пятен контакта у комплекта баз других деталей, входящих в данную размерную цепь. Поиск наилучшей совокупности схем базирования всех деталей можно осуществить следующим образом. Сначала каждой детали задается какой-то вариант схемы базирования из возможных. Затем начинается определение наилучшей схемы базирования для первой детали, образующей своей поверхностью одну сторону замыкающего звена. После ее определения начинается поиск наилучшей схемы базирования следующей детали, расположенной за первой в направлении обхода размерной цепи в сторону другой стороны замыкающего звена. И в такой последовательности ведется поиск схемы базирования для каждой из деталей размерной цепи. При этом найденные схемы базирования предыдущих деталей остаются неизменными.

Нельзя сказать, что такой метод поиска дает оптимальное сочетание схем базирования всех деталей. Однако найденное сочетание будет более близко к оптимальному по сравнению со стихийным формированием схем базирования деталей.

Аналогичным образом должна определяться схема расположения пятен контакта у всех деталей, у которых определены схемы базирования.

Исследования показывают, что жесткость машины в разных опорных точках (пятнах) контакта деталей по-разному оказывает влияние на ее точность. Поэтому в разных точках контакта надо закладывать и разную жесткость. Эта задача находится в тесной связи с проблемой экономичности машины.

Достижение высокой степени жесткости в машине связано с повышенными расходами качественного материала, с повышенными требованиями к точности деталей, особенно к геометрической форме и параметрам шероховатости поверхностей. Все это повышает трудоемкость изготовления деталей машин и ее сборки, требует более квалифицированного труда.

В то же время во многих опорных точках деталей машины не требуется высокая жесткость.

В связи с изложенным представляется актуальным решение задачи оптимального распределения жесткости по опорным точкам. В основу решения этой задачи может быть положен метод координатных систем с деформирующимися связями [2]

Построив на этапе разработки конструкции машины координатные системы на деталях и наложив на них в соответствии со схемами базирования упругие связи, получаем расчетную схему для поиска оптимального распределения жесткостей по этим связям.

Установив минимально необходимую жесткость в каждой опорной точке, конструктор получает информацию для правильного определения марки материала детали в этой части и назначения требований к точности геометрической формы и параметров шероховатости контактируемых поверхностей.

Обеспечение **точности машины подавлением действующих факторов** является другим не менее важным направлением решения

проблемы точности. Как бы хороша не была конструкция машины, все равно под действием многочисленных факторов точность машины будет изменяться. В тех случаях, когда уровень требований к точности невысокий, задачу достижения этой точности можно обеспечить только конструктивным решением. Для машины с высоким уровнем точности целесообразно предусматривать меры по воздействию на факторы, вызывающие погрешности. К таким машинам прежде всего относятся измерительные машины, высокоточные станки и др. Например, точность вращения шпинделя кругломера определяется сотыми долями микрометра, поэтому незначительное изменение теплового режима вызовет нарушение точности вращения шпинделя.

Подавление действующих факторов, порождающих геометрические погрешности, возможно по двум направлениям: воздействие на причины, вызывающие эти факторы, и непосредственное уменьшение этих факторов. Условимся, что к факторам, непосредственно вызывающим геометрические погрешности машины, относятся сила и теплота, а те факторы, которые порождают их, относятся к категории причин. Например, элементы режима работы машины являются причинами, определяющими уровень действующих сил и теплоты. К причинам относятся также факторы окружающей среды, качество исходного продукта и др.

В качестве примера непосредственного воздействия на факторы можно привести стабилизацию температуры в помещении, где работают прецизионные станки. С этой целью станки помещают в термоконстантное помещение, где поддерживается температура $(20 \pm 0{,}5)$ °С.

Наиболее распространенным в силу своей универсальности является метод снижения режима работы машин. Как правило, теплота и сила находятся в тесной связи с режимом работы машины. Поэтому, изменяя параметры режима работы машины, можно существенным образом воздействовать на силовой и тепловой факторы.

Неучет этих связей приводит к тому, что созданная машина быстро потеряет свою точность, в результате чего сократятся межремонтные сроки, производительность машины. Это наглядно проявляется в станках. К сожалению, анализ нормативных материалов по выбору режимов резания показывает отсутствие каких-либо данных, указывающих на связь между режимами резания и точностью обработки. Исключение составляет лишь подача, выбор которой связывают (весьма приблизительно) с параметрами шероховатости обработанной поверхности. Этого явно недостаточно. В итоге выбранные режимы резания не гарантируют получения детали требуемой точности. Поэтому приходится занижать режимы резания, чтобы гарантировать получение заданной точности, а также затрачивать время на корректировку режимов резания на станке. Все это затрудняет нормирование технологического процесса, не позволяет оптимизировать применяемые решения, препятствует внедрению автоматизации проектирования технологических процессов.

В связи с изложенным очевидна необходимость в установлении и математическом описании связей между режимами работы и точностью машины. Эта задача может быть решена с помощью математических моделей механизма образования погрешностей машины. Такие модели позволяют определять допустимый уровень режимов работы, обеспечивающий требуемый уровень точности.

Управление точностью машины. Когда с помощью первых двух традиционных методов обеспечения требуемой точности машины не решены поставленные задачи или они становятся неэффективными, первостепенное значение приобретает путь активного вмешательства в процесс образования погрешностей. Следует подчеркнуть преимущество пути управления точностью по сравнению с традиционными, состоящее в том, что этот путь позволяет восстанавливать теряемую со временем точность машины. Однако чтобы обеспечение заданной точности посредством управления было эффективно, условия эксплуатации машины, ее конструктивное решение должны отвечать современным требованиям.

Широкое распространение и наиболее глубокую проработку путь управления точностью машины нашел в станкостроении. Это объясняется тем, что одним из важнейших показателей качества работы станков является геометрическая точность деталей. Поэтому изложение этого вопроса будет базироваться в основном на примерах металлорежущего оборудования.

Управление точностью машины заключается в решении двух задач: своевременного получения информации требуемой точности о погрешности и своевременного внесения соответствующей поправки в относительное положение рабочих поверхностей машины или механизма. Качество решения этих за-

дач во многом определяет эффективность управления.

Все методы управления точностью машины можно сгруппировать по информационному признаку в три группы: управление по результатам предварительного измерения (по входным данным); управление по результатам текущих измерений в процессе работы машины; управление по результатам оценки качества работы машины (по выходным данным).

Процесс управления точностью может осуществляться вручную, когда оператор измеряет погрешность и вносит поправку посредством тех или иных механизмов или автоматически с помощью систем автоматического управления.

Способы, реализующие метод управления первой группы, основаны на предварительном измерении состояния машины, характеристик поступающего в машину предмета труда, вычисления на основе полученной информации ожидаемой погрешности и требуемой поправки в относительное положение или движение рабочих поверхностей машины и осуществление этой поправки.

Главным преимуществом способов управления этой группы является возможность внесения поправки без запаздывания, поскольку процесс управления осуществляется до начала работы машины. Другим преимуществом является сравнительная простота в получении информации, так как машина в это время не работает и доступ к ней незатруднен. Однако при этом необходимо всестороннее знание механизма образования погрешностей, его математическое описание, чтобы рассчитывать с требуемой точностью поправку, которую надо внести для устранения ожидаемой погрешности. Кроме того, надо также учесть влияние и тех факторов, которые будут действовать в процессе работы.

На практике методами управления первой группы успешно удается компенсировать систематическую составляющую погрешности, практически не изменяющуюся в процессе обработки. К ним относятся в первую очередь систематические погрешности кинематических цепей машин, износ направляющих станин станков и т. п.

Для осуществления методов управления первой группы применяют различного рода коррекционные устройства. На рис. 19.33 показано устройство коррекции ошибок ходовых винтов координатно-расточных станков. Стол станка, на котором закреплена гайка *7*, перемещается винтом *1*. Отсчет перемещений производится по лимбу *3*, вращающемуся вместе с винтом *1*, и нониусу *2*, который поворачивается пружиной *4* вокруг оси винта *1* до упора рычага нониуса в рычаг *5*. При перемещении стола корректирующая линейка *6* через палец *9*, вал *8* и рычаг *5* воздействует на нониус *2*, изменяя его положение в соответствии со значением и знаком ошибки ходового винта на данном участке.

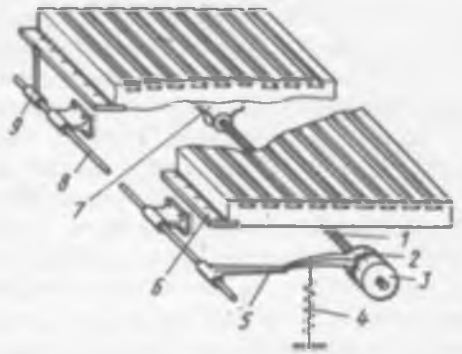


Рис. 19.33. Устройство коррекции погрешностей ходового винта координатно-расточного станка

С помощью такого устройства компенсируется погрешность перемещения стола, вызванная такими систематическими погрешностями, как погрешности винтовой пары, отклонение от непараллельности направляющих и оси винта. Суммарная погрешность перемещения стола, обусловленная перечисленными факторами, определяет профиль корректирующей линейки. Такие устройства отличаются сравнительной простотой и дешевизной конструкции.

На рис. 19.34 приведен пример коррекционного устройства для компенсации погрешностей угловых перемещений червячной пары поворотного стола. Торцовый кулачок *1*, установленный на червячном колесе стола, воздействует на рычаг *2*, который прижимается к нему пружиной *4*. Рычаг *2* при движении поворачивает нониус *3*, по которому

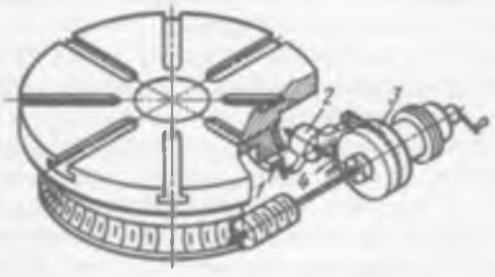


Рис. 19.34. Устройство коррекции погрешностей червячной передачи поворотного стола

отсчитывают угловые перемещения стола. Профиль кулачка *1* построен в соответствии с индивидуальными ошибками данного механизма таким образом, что повороты нониуса *3* вносят необходимую поправку в отсчет угла поворота.

Способы, реализующие метод управления по выходным данным, основаны на измерении фактической точности относительного положения рабочих поверхностей после окончания рабочего цикла или результата работы машины (например, для станка — это точность изготовления детали) и внесении соответствующей поправки в относительное положение рабочих поверхностей. В станках системы, осуществляющие такую поднастройку, получили название *систем активного контроля*.

Преимуществом таких методов является то, что поправки вносятся по результатам работы машины. Точность информации, характеризующей влияние точности на конечный результат, несомненно, выше. Но при этом имеет место запаздывание во внесении поправок, так как их вносят после получения результата работы машины.

Активный контроль сравнительно широко распространен. Его функции сводятся главным образом к компенсации погрешности, обусловленной совокупным действием систематических факторов как изменяющихся в функции пути, так и в функции времени. К таким факторам в первую очередь относятся геометрические погрешности и изнашивание элементов машины.

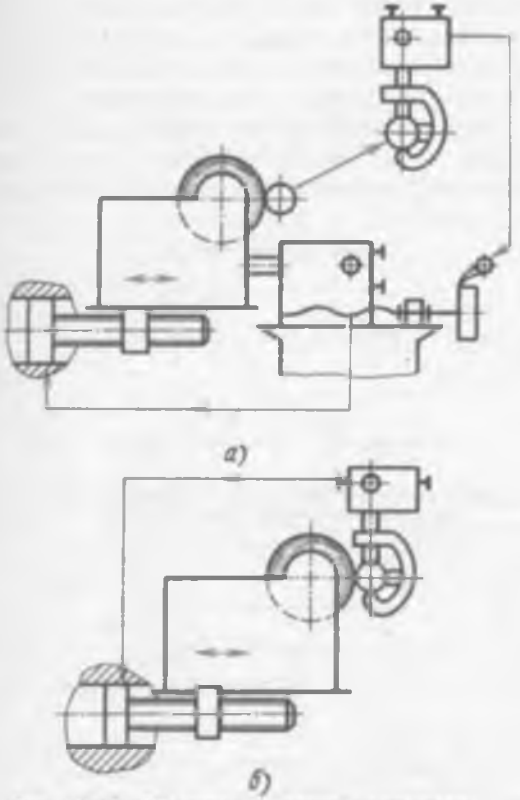


Рис. 19.35. Системы активного контроля:
а — контроль детали после обработки; *б* — контроль детали в процессе обработки

Система активного контроля приведена на рис. 19.35, *а*. В процессе обработки партии деталей каждая деталь после схода со станка подвергается измерению скобой. Измеренное значение в виде электрического сигнала поступает на сравнивающее устройство, где оно сопоставляется с заданным. Если между этими значениями имеется разница, то на этой основе формируется управляющий сигнал, поступающий на исполнительный механизм (подналадчик), вносящий поправку в относительное положение рабочих поверхностей, в данном случае — в относительное положение режущих кромок инструмента и технологических баз заготовки.

Еще одно преимущество способов управления этой группы заключается в измерении точности в статическом состоянии. Например, деталь измеряется вне станка. Однако, как уже отмечалось, это преимущество влечет за собой и недостаток в виде увеличения запаздывания во внесении поправки, а это отражается отрицательно на повышении точности.

При использовании систем активного контроля приходится решать такие задачи, как уменьшение запаздывания в управлении точностью и выделении систематической составляющей из суммарной погрешности. Последнее приобретает важное значение, когда случайные и систематические составляющие погрешности соизмеримы по величине.

С целью сокращения запаздывания стали создавать системы активного контроля, где измеритель, контролирующий обработанную деталь, расположен следом за режущим инструментом (рис. 19.35, *б*). При таком измерении существенно уменьшается запаздывание, но появляются дополнительные трудности с измерением детали. Измерение осуществляется на станке в условиях съема стружки, подачи СОЖ, вибраций станка и т. п.

Не менее сложной задачей является выделение систематической составляющей погрешности. Особенно остро возникает эта задача, когда для повышения точности увеличивается частота подналадок. На рис. 19.36 показаны точечные диаграммы обработки партии N деталей, из которых следует, что с увеличением частоты подналадок поле

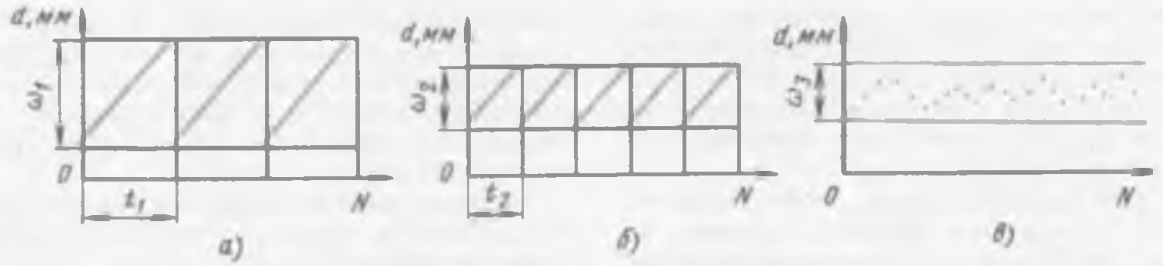


Рис. 19.36. Точечные диаграммы с разной частотой подналадки:
а — через промежуток времени t_1; б — через промежуток времени t_2; в — малыми импульсами

рассеяния ω уменьшается. Однако при подналадке малыми импульсами, когда поправка вносится при обработке каждой детали, поле рассеяния не уменьшается до нуля и может даже увеличиваться. Объясняется это действием случайных факторов, существенно изменяющихся от заготовки к заготовке.

В этих условиях весьма эффективны способы, реализующие метод управления по текущим показателям рабочего процесса. Сущность этого метода заключается в дискретном или непрерывном, непосредственном или косвенном измерении точности относительного положения рабочих поверхностей в машине в течение ее работы, преобразовании полученной информации в управляющий сигнал и внесении поправки в относительное положение рабочих поверхностей или непосредственно изменением их положения, или изменением действующих факторов, качественных характеристик машины, находящихся в функциональной связи с точностью положения рабочих поверхностей.

С целью реализации этого метода управления машины оснащают различного рода чувствительными элементами и преобразующими устройствами, с помощью которых контролируются параметры, характеризующие точность относительного положения рабочих поверхностей. Например, измеряются положения рабочих поверхностей, действующие силы, износ, упругие и тепловые перемещения, уровень вибраций и др. Измеренные значения контролируемых параметров сравниваются с заданными и в случае их различия определяются знак и поправка, которую требуется внести. В свою очередь, внесение поправки основано на изменении тех величин, которые находятся в функциональной связи с контролируемыми параметрами. Например, если измеряется упругое перемещение, то можно вносить поправку через изменение действующих сил или жесткости системы. Внесение поправки осуществляется с помощью различного рода исполнительных механизмов, специально встроенных в машину. В станкостроении системы управления точностью методами второй группы получили название самоприспособляющихся [1, 3].

В качестве примера на рис. 19.37 показан фрезерный станок, оснащенный самоприспособляющейся системой. Во время фрезерования нарушается заданный закон относительного движения фрезы и технологических баз заготовки в каждый момент фрезерования. Поскольку непосредственное измерение относительного положения режущих кромок фрезы и технологических баз заготовки не представляется возможным, так как зубья фрезы в это время режут металл, а технологическими базами заготовка контактирует с приспособлением, остается путь косвенного измерения их положения.

При фрезеровании доминирующим фактором очень часто являются упругие перемещения элементов технологической системы

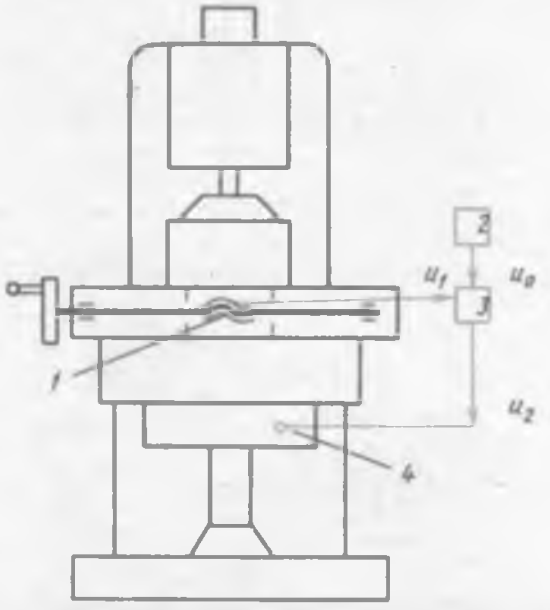


Рис. 19.37. Фрезерный станок с самоприспособляющейся системой

станка. Поэтому в задачу данной самоприспособляющейся системы входит стабилизация упругих перемещений.

Измерительное устройство, встроенное в гайку *1* ходового винта, контролирует ее упругое перемещение относительно стола станка. С помощью экспериментально установленной зависимости можно по упругому перемещению гайки судить об относительном упругом перемещении заготовки и фрезы.

Работает самоприспособляющаяся система следующим образом. Перед началом обработки по прибору *2* (задатчик) задается уровень упругого перемещения (управляемая величина), который система управления должна поддерживать во время непосредственного фрезерования. При фрезеровании из-за колебания припуска, твердости материала заготовки, изменения ширины фрезерования, затупления фрезы происходит непрерывное изменение сил резания и, как следствие, изменение относительного упругого перемещения фрезы и заготовки. В итоге на детали появляется погрешность обработки.

Чтобы не дать возникнуть погрешности обработки, самоприспособляющаяся система вносит поправки в значение продольной подачи. Делается это следующим образом. С задатчика *2* на сравнивающее устройство *3* поступает электрический сигнал u_0, пропорциональный заданному упругому перемещению, туда же с измерительного устройства гайки *1* поступает сигнал u_1, пропорциональный фактическому значению упругого перемещения. Разница между сигналами u_0 и u_1 в виде сигнала u_2 поступает на исполнительное устройство *4* (привод продольной подачи), которое изменяет значение продольной подачи таким образом, чтобы свести разницу между сигналами u_0 и u_1 к нулю. В результате работы данной самоприспособляющейся системы существенно повышается точность обработки деталей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Адаптивное** управление станками/ Б. М. Базров, Б. С. Балакшин, И. М. Баранчукова и др.; Под общ. ред. Б. С. Балакшина. М.: Машиностроение, 1973. 668 с.

2. **Базров Б. М.** Расчет точности машины на ЭВМ. М: Машиностроение, 1984. 256 с.

3. **Базров Б. М.** Технологические основы проектирования самоподнастраивающихся станков. М.: Машиностроение, 1978. 216 с.

4. **Балакшин Б. С.** Основы технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 1969. 559 с.

5. **Балакшин Б. С.** Теория и практика технологии машиностроения. М.: Машиностроение. 1982. Кн. 2. 367 с.

6. **Дунаев П. Ф.** Размерные цепи. М.: Машгиз, 1963. 308 с.

7. **Технология** машиностроения (специальная часть): Учебник для машиностроительных специальностей вузов/А. А. Гусев, Е. Р. Ковальчук, И. М. Колесов и др. М.: Машиностроение, 1986. 480 с.

8. **Демкин Н. Б., Рыжов Э. В.** Качество поверхности и контакт деталей машины. М.: Машиностроение, 1981. 244 с.

Глава 20
КОНСТРУИРОВАНИЕ ИЗДЕЛИЙ С УЧЕТОМ ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ

20.1. Технологичность конструкций

Спроектированное конструктором изделие должно отвечать не только требованиям эксплуатации, но и требованиям процессов его изготовления и ремонта. Чтобы при проектировании изделия учитывать эти требования, было введено понятие технологичности изделия, являющееся одним из важных показателей качества.

Изделие можно считать технологичным, если оно не только соответствует современному уровню техники, экономично и удобно в эксплуатации, но в нем учтены и возможности применения наиболее экономичных, производительных технологических процессов изготовления и ремонта.

Из этого определения следует, что технологичность — понятие комплексное, так как оно должно учитывать одновременно требования процессов изготовления и ремонта. С другой стороны, технологичность — понятие относительное, так как для одного и того же изделия технологичность будет различной для разных условий производства. Например, изделие технологичное при выпуске в несколько штук может быть не технологичным при объеме выпуска в сотни тысяч штук.

Процессы изготовления и ремонта предъявляют свои требования к изделию, которые могут противоречить требованиям процесса эксплуатации изделия. Чтобы правильно разрешать эти противоречия, конструктор должен владеть знаниями технологии изготовления и ремонта.

Рассмотрим в качестве примера деталь. Жизненный цикл детали связан с такими процессами, как получение заготовки, обработка заготовки, эксплуатация детали и ее ремонт. В зависимости от физической сущности перечисленных процессов каждый из них предъявляет свои требования к материалу детали. Если, например, заготовку получают методом холодной штамповки, ее материал должен обладать свойствами пластичности. Для механической обработки заготовки надо, чтобы материал обладал свойствами обрабатываемости. Процесс эксплуатации детали требует от материала, например, высокой прочности и износостойкости, а ремонт — способности восстанавливать свои свойства.

Если эти требования оказываются противоречивыми, конструктор прежде всего должен стремиться обеспечить эксплуатационные требования, затем определить те методы получения заготовки, ее обработки и ремонта детали, которые позволяют свести к минимуму эти противоречия. Если и этими мероприятиями не удается устранить противоречия, то конструктору там, где это допустимо, следует пересмотреть требования к материалу с точки зрения процесса эксплуатации детали. Дело в том, что эффективность изделия оценивается не только эффективностью процесса эксплуатации, его эффективность существенно зависит и от процессов изготовления и ремонта. Учитывая это, следует принимать в расчет суммарный экономический эффект. Поэтому когда спроектированное изделие оказывается настолько нетехнологичным, что или не может быть изготовлено, или его изготовление оказывается очень дорогим, что сводит на нет экономический эффект от эксплуатации изделия, приходится идти на снижение эксплуатационных показателей. Это приведет к снижению эффективности использования изделия в процессе эксплуатации, но при этом суммарный эффект окажется выше.

Таким образом, конструктор, проектируя изделие, должен представлять, какими технологическими методами можно его изготовить, чтобы обеспечить эксплуатационные требования к изделию наиболее эффективным путем. При этом принимается во внимание объем выпуска изделия в год и его серийность.

Далее конструктор, выбирая наиболее эффективные технологические методы, должен предусмотреть соответствующие изменения в конструкции изделия, марке материала, технических требованиях, направленные на повышение эффективности изготовления и ремонта изделия. Но при этом надо стремиться сохранить технические требования, обеспечивающие наибольший эффект при эксплуатации изделия, т. е. проработка на технологичность по возможности не должна затрагивать его эксплуатационные показатели. Поскольку процессы изготовления и ремонта характеризуются качеством, производительностью и себестоимостью, то надо знать, какие характеристики изделия оказывают на них существенное влияние. Только зная связи между ними, можно спроектировать изделие, которое будет технологичным. Рассмотрим требования, которые предъявляются к изделиям со стороны процессов сборки и изготовления деталей.

Сборка изделий

Качество сборки изделия характеризуется точностью относительного движения или положения деталей в изделии, характером силового замыкания, натягом в неподвижных соединениях и зазором в подвижных соединениях, качеством стыков прилегающих поверхностей сопрягаемых деталей и др. Все требования сборочных процессов к технологичности изделий можно разделить на общие и зависящие от конкретных технологических методов сборки и условий их применения.

К общим требованиям относятся следующие.

1. Обеспечение минимума количества звеньев в кинематических и размерных цепях изделия. Выполнение этого условия облегчает достижение точности изделия и снижает трудоемкость самого процесса сборки.

Из уравнения допусков на звенья размерной цепи

$$T_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} T_i,$$

где T_{Δ}, T_i — допуски соответственно на замыкающее и i-е составляющее звенья; m — число звеньев в размерной цепи, следует, что средний допуск

$$T_{ср} = T_{\Delta}/(m-1).$$

Отсюда чем меньше m, тем шире будут допуски на составляющие звенья, тем легче в процессе сборки обеспечить требуемую точность. Изложенное справедливо и для кинематических цепей.

2. Отсутствие взаимосвязанных технических условий на конструкцию изделия. Наличие взаимосвязанных технических условий существенно усложняет процесс их обеспечения. В качестве примера изделия с взаимосвязанными техническими условиями можно привести трехшарошечное буровое долото (рис. 20.1). Долото состоит из трех секций, каждая из которых имеет лапу *1*, опорный подшипник *2* и шарошку *3*. Долото предназначено для бурения скважин. В процессе бурения долото вращается и совершает поступательное движение, одновременно вращаются и шарошки, разрушая породу. К основным техническим условиям на буровое трехшарошечное долото относятся допуски на диаметр долота, разновысотность, радиальное биение шарошек относительно оси резьбы, радиальное биение шарошки относительно оси цапфы.

Схема, отражающая взаимосвязь технических условий на долото, приведена на рис. 20.2. Из этой схемы видно, что такие технические условия, как радиальное и осевое биение шарошек, угловой шаг шарошек, одновременно влияют на диаметр условной окружности долота, его радиальное биение, разновысотность, зазор между зубьями.

Наличие этих связей приводит к следующим отрицательным последствиям.

1. Уменьшается допуск на компенсацию погрешностей изготовления. Например, для бурового трехшарошечного долота диаметром 215,9 мм допуск на диаметр условной окружности составляет 0,8 мм. Допуск только на радиальное биение шарошки равен 0,4 мм.

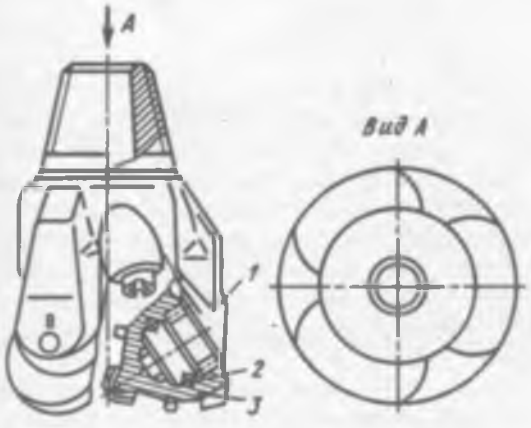


Рис. 20.1. Буровое трехшарошечное долото

Если окажется, что векторы эксцентриситетов биения будут направлены к центру окружности, то, учитывая осевое биение шарошек, на компенсацию погрешности изготовления диаметра долота остается только 0,22 мм.

2. Наличие взаимосвязанных технических условий усложняет процесс контроля. Например, для контроля точности диаметра долота в условиях крупносерийного производства желательно пользоваться калибрами. Однако применение калибровочного кольца не позволяет правильно определить диаметр, так как радиальные и осевые биения шарошек изменяют его значение. Для того чтобы иметь правильную информацию о диаметре долота, нужно предварительно измерить радиальное и осевое биения, а затем определить диаметр долота.

Согласно схеме в долоте имеют место и другие взаимосвязи между техническими условиями.

3. Отсутствие параллельно связанных размерных цепей. К параллельно связанным размерным цепям относятся размерные цепи, имеющие хотя бы одно общее звено. На рис. 20.3 показаны схемы двух параллельно связанных размерных цепей $А$ и $Б$, имеющих общие звенья $А_3$ $(Б_3)$ и $А_2(Б_4)$. Общими звеньями могут быть как составляющие, так и замыкающие звенья. Например, наличие взаимосвязанных технических условий приводит к параллельно связанным размерным цепям, у которых общими звеньями являются у основной размерной цепи составляющее звено, а у производной — замыкающее звено. Наличие параллельно связанных размерных цепей в изделии повышает трудоемкость как технологической подготовки сборки изделия, так и трудоемкость самого процесса сборки.

При технологической подготовке усложняется расчет размерных цепей, так как допуски на общие звенья получаются разными для разных размерных цепей. Если не учесть этого обстоятельства и принять для общего звена из двух допусков более широкий, то погрешность на замыкающем звене другой размерной цепи может выйти за пределы допуска.

В процессе сборки изделия, содержащего параллельно связанные размерные цепи, при достижении точности методом пригонки или регулировки нередко получается так, что погрешность из одной размерной цепи переходит в другую. Это бывает тогда, когда в качестве компенсирующего выбирают общее звено. Если учесть, что конструкции изделий не всегда подвергаются размерному анали-



Рис. 20.2. Схема взаимосвязей технических условий на долото

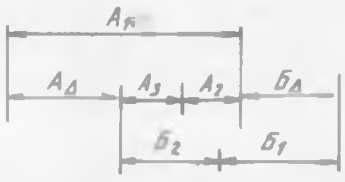


Рис. 20.3. Схема параллельно связанных размерных цепей

зу, особенно при изготовления опытных образцов, наличие параллельно связанных размерных цепей может вызвать значительные трудности при достижении заданной точности

4. Правильный выбор и применение методов достижении заданной точности замыкающих звеньев размерных цепей. При назначении допусков на детали на основе расчета размерных цепей конструктор из пяти методов достижения точности замыкающих звеньев (полный, неполный, групповой взаимозаменяемости, пригонки и регулировки) должен заложить в конструкцию изделия наиболее экономичный.

Наибольшая технологичность обеспечивается при применении методов полной и неполной взаимозаменяемости. Препятствием применения этих методов является наличие

большого числа звеньев в размерной цепи и высокие требования к точности замыкающего звена. В таких случаях конструктор должен выбирать наиболее экономичный метод из трех оставшихся. Из них высокой технологичностью отличается метод регулировки. Он не только позволяет расширить допуски на составляющие звенья, компенсируя их влияние на погрешность замыкающего звена, но и в процессе эксплуатации изделия восстанавливать утраченную точность.

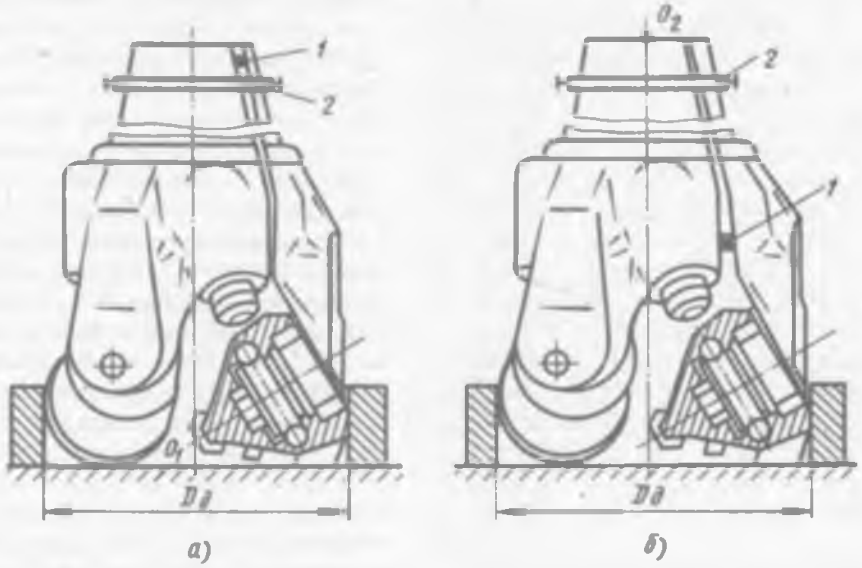
Метод пригонки имеет те же преимущества, что и метод регулировки. Но отличается от него более высокой трудоемкостью. В этой связи его рекомендуют применять в единичном и мелкосерийном производстве. Применение этого метода в крупносерийном и массовом производствах нарушает ритмичность выпуска изделия, вынуждает предусматривать в сборочных процессах механическую обработку компенсаторов.

Метод групповой взаимозаменяемости целесообразно применять при высокой точности замыкающего звена и малом (не более четырех) числе звеньев в размерной цепи.

Конструктор, принимая в качестве метода достижения точности замыкающего звена метод регулировки или пригонки, должен предусмотреть в конструкции изделия компенсатор. На качество сборки в этом случае большое влияние оказывает правильный выбор конструкции компенсатора. В качестве неправильного применения компенсатора можно привести пример использования метода регулировки в трехшарошечном буровом долоте. В конструкции этого долота методом регулировки достигается точность его диаметрального размера. Компенсатором является прокладка *1*, которую устанавливают в стыке между плоскостями лап двух смежных секций долота, стянутых хомутом *2* (рис. 20.4, *а*). Таких прокладок устанавливают две, по одной в каждом из двух стыков.

При таком конструктивном решении компенсирующим звеном вместо линейного размера является угловой поворот секции. В зависимости от знака погрешности диаметра долота прокладку устанавливают ближе или дальше от шарошек. Если диаметр долота $D_д$ после соединения трех секций в «букет» окажется больше заданного значения, то прокладку перемещают вдоль стыка дальше от шарошек. Тогда «букет» сожмется, так как произойдет поворот секций вокруг центра O_1 и диаметр долота уменьшится. Толщину прокладок и место их расположения подбирают таким образом, чтобы диаметр уложился в заданный допуск. При таком компенсаторе происходит раскрытие стыков в ниппельной части долота. Если диаметр долота окажется меньше допустимого, то увеличивают диаметр за счет поворота секций вокруг точки O_2, лежащей в плоскости торца ниппельной части. С этой целью прокладку в стыках устанавливают ближе к шарошкам (рис. 20.4, *б*). В этом случае «букет» раскроется, в результате чего диаметр долота увеличивается, но при этом раскроются стыки около шарошек.

Из изложенного следует, что для компенсации погрешности замыкающего звена (диаметра) линейной размерной цепи в качестве компенсатора выбрано звено угловой цепи. В результате такой сборки возникают зазоры



а) *б)*

Рис. 20.4. Долото с компенсатором у ниппельной части (*а*) и около шарошек (*б*)

между гранями лап. Наличие зазоров создает благоприятные предпосылки для увеличения деформаций, вызванных нагревом долота при сварке, снижения герметичности стыков. Кроме того, возникают погрешности углового расположения шарошек и радиальное биение.

5. Наличие у изделия базирующей детали. Желательно, чтобы не только изделие, но и все его сборочные единицы имели базирующие детали. Общая сборка изделия должна начинаться с установки базирующей детали или базирующей сборочной единицы, роль которой обычно выполняют рамы, станины, основания и т. п.

Базирующая деталь должна отличаться высокой жесткостью, чтобы ее упругие деформации практически не влияли на точность расположения сборочных единиц машины. При низкой жесткости базирующей детали приходится создавать для ее установки специальный сборочный стенд. Отсутствие у изделия базирующей детали делает процесс сборки неудобным, трудно поддающимся механизации и автоматизации, требует сложных сборочных приспособлений.

В качестве примера рассмотрим токарный станок и трехшарошечное буровое долото. У токарного станка станина является базирующей деталью, на которую удобно устанавливать все основные узлы: шпиндельную бабку, заднюю бабку, продольную каретку с суппортной группой, фартук и др. В трехшарошечном буровом долоте базирующая деталь отсутствует. Ее отсутствие создает трудности сборки долота, особенно на этапе относительного ориентирования секций во время формирования долота. Поэтому приходится для их удержания в собранном виде создавать специальные сборочные приспособления, в которых осуществляется сварка секций долота.

6. Обеспечение определенности базирования деталей в изделии за счет создания у деталей полных комплектов конструкторских баз и соответствия их требованиям к базам. Для сохранения требуемой точности относительного положения деталей в машине необходимо обеспечить определенность их базирования. Под определенностью базирования детали понимают неизменность ее положения относительно поверхностей другой детали или деталей, с которыми она соединена и которая или которые определяют ее положение при работе в машине или в процессе изготовления [1].

Для обеспечения определенности базирования к детали должны быть приложены силы и моменты, создающие силовое замыкание и обеспечивающие непрерывность контакта. Они должны быть больше действующих на нее сил и моментов, обусловленных воздействием процессов, в которых участвует машина. Обеспечению определенности базирования способствует наличие у деталей полных комплектов конструкторских баз и соответствие их правилам базирования. Если эти условия не выполняются, то, с одной стороны, возникают единичные и многократные изменения положения деталей в машине во время ее эксплуатации, т. е. неопределенность базирования, а с другой — трудности в обеспечении заданной точности в процессе сборки машины.

Основные требования к конструкторским базам сводятся к следующему.

Установочная база, лишающая деталь трех степеней свободы, должна отличаться большой площадью. Это позволяет широко разнести опорные точки, что повышает точность и устойчивость положения детали.

Направляющая база, лишающая деталь двух степеней свободы, должна иметь большую протяженность, что позволяет повысить точность направления детали при ее установке.

При базировании деталей поверхностями вращения двойная направляющая, лишающая деталь четырех степеней свободы, должна иметь большую протяженность (более 2,5 диаметра). Это позволяет получить высокую точность направления детали в двух взаимно перпендикулярных направлениях.

Примером, когда наличие у детали неполного комплекта конструкторских баз приводит к снижению технологичности изделия, может служить конструкция трехшарошечного бурового долота (см. рис. 20.1). У долота каждая из его секций базируется на предыдущей секции по плоскости двугранного угла лапы и короткому цилиндрическому штифту, т. е. комплект баз неполный.

В итоге у каждой секции остается по одной степени свободы — вращение вокруг цилиндрического штифта. В результате наличия указанных степеней свободы трудно фиксировать положение секций перед сваркой. Для облегчения фиксирования положения одной секции относительно другой введен третий штифт, соединяющий *I* и *III* секции (рис. 20.5). Однако третий штифт нарушает правило шести точек, согласно которому для лишения шести степеней свободы необходимо и достаточно шести опорных точек. Если секцию *II* монтируют на секции *I*, то плоскость двугранного угла секции *I* лишает секцию *II* трех степеней сво-

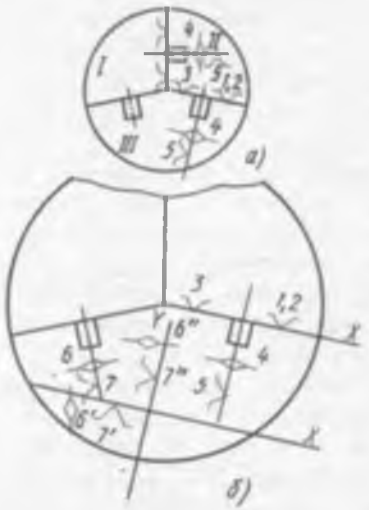


Рис. 20.5. Схемы базирования секций *I—III* (*а*) и секции *III* (*б*) долота

боды: двух поворотов и одного перемещения. Короткий цилиндрический штифт дополнительно лишает секцию *II* двух степеней свободы: перемещений в двух взаимно перпендикулярных направлениях относительно его оси. Таким образом, у секции *II* остается одна степень свободы: вращение вокруг оси цилиндрического штифта.

Если секцию *III* монтируют на секции *II*, то ее базирование будет аналогично базированию секции *II* и у нее тоже остается одна степень свободы: вращение вокруг цилиндрического штифта. Если поставить третий цилиндрический штифт, соединяющий секции *I* и *III* (короткий цилиндрический штифт лишает деталь двух степеней свободы), то секция *III* относительно секции *I* лишается двух степеней свободы, но секция *III* уже лишена пяти степеней свободы. В связи с этим возникает неопределенность базирования секции *III*: становится непредсказуемым фактическое расположение шести базирующих точек. Эта задача осложняется еще и тем, что третий штифт расположен под углом к комплекту вспомогательных баз, образуемых плоскостью двугранного угла лапы и цилиндрическим штифтом секции *II*. Угловое расположение третьего штифта приводит к тому, что каждая из двух его образующих точек имеет по две проекции на оси координатной системы комплекта вспомогательных баз секции *II*. Это означает, что каждая из этих базирующих точек лишает двух степеней свободы секцию *III*.

Действительно, если спроектировать точку *6* на оси *X* и *Y* (рис. 20.5, *б*), то точка *6'* дублирует функции точки *4*, точка *6''* лишает секцию *III* последней степени свободы — вращения вокруг штифта *2*. Точка *7'* дублирует функции точки *1*, лишая возможности поступательного перемещения секции *III* вдоль оси штифта, а точка *7''* дублирует функции точки *5*.

Таким образом, с вводом третьего штифта число базирующих точек увеличилось до девяти, а какие шесть из них будут образовывать фактическую схему базирования, непредсказуемо, так как это зависит от многих причин.

Избыточное число базирующих точек приводит к следующему. На сборку поступают лапы с погрешностями относительного расположения осей отверстий под штифты, диаметров отверстий и штифтов. Вследствие наличия этих погрешностей при монтаже секции *III* третий штифт может не войти в отверстие лапы этой секции. Если третий штифт войдет в отверстие, то нарушит контакт плоскостей двугранных углов лап секций *II* и *III*. Чтобы этого избежать и обеспечить прилегание плоскостей лап, зазор в штифтовом соединении третьего штифта был увеличен. Однако увеличение зазора снижает точность базирования. Значительный зазор в штифтовом соединении приводит к тому, что секция *III* может войти в контакт с секцией *I* прежде, чем выбирется этот зазор. Тогда функции точки *6* будут выполнять плоскость двугранного угла лапы секции *I*.

Таким образом, третий штифт лишь облегчает соединение секций в долоте, однако относительная подвижность секций сохраняется. Указанная неопределенность базирования затрудняет построение размерных цепей, вызывает непредвиденные изменения диаметра условной окружности долота, положения ее центра, разновысотности и углового шага шарошек.

Технологические штифты существенно изменяют первоначальные конструкторские размерные цепи диаметра долота. Наличие неопределенности базирования, кроме того, приводит к случайному расположению точек контакта секций, что делает непредсказуемыми направление и значения их деформаций, обусловленных нагревом при сварке в местах стыков.

Чтобы повысить технологичность долота, следует внести изменения в его конструкцию, создав базирующую деталь и полные комплекты конструкторских баз для установки секций. В качестве базирующей детали можно принять секцию *I*, на которой должны быть сформированы два комплекта конструкторских баз для базирования секций *II* и *III*. Эти комплекты баз выполнены пол-

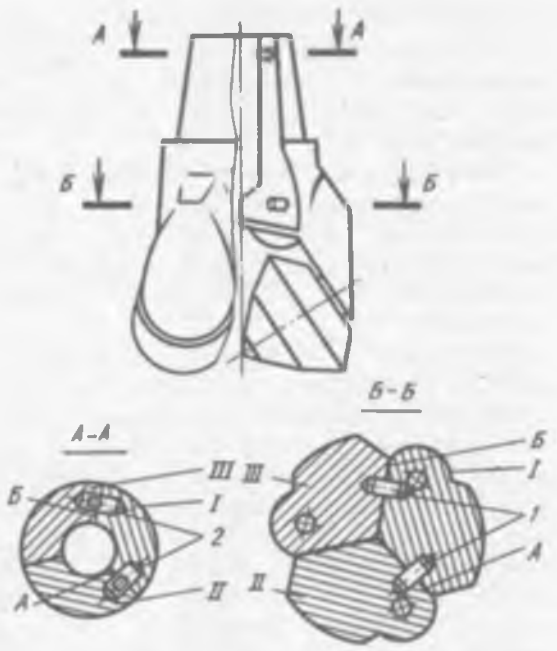


Рис. 20.6. Схема базирования секций долота по плоскости и двум штырям

шими. Каждый комплект баз представляет собой плоскость (рис. 20.6) двугранного угла и цилиндрические поверхности двух штифтов *1* и *2*, оси которых перпендикулярны к этим плоскостям и максимально удалены одна от другой (один комплект *А* и штифты *1* и *2*, другой комплект *Б* и штифты *1* и *2*). Штифт *2* в обоих комплектах срезан по плоскостям, перпендикулярным к ребру двугранного угла. У секции *II* и *III* создают по одному полному комплекту основных баз, образуемому соответственно плоскостям *А* и *Б* (см. рис. 20.6) двугранных углов и цилиндрическими поверхностями двух штифтовых отверстий.

При сборке долота каждая из монтируемых секций *II* и *III* (см. рис. 20.5) лишается всех шести степеней свободы: трех степеней их лишает плоскость двугранного угла, двух степеней — короткий цилиндрический штифт *1* (см. рис. 20.6) и последней степени свободы (возможности поворота вокруг оси штифта *1*) — штифт *2*. Лишение секций *II* и *III* (см. рис. 20.5) всех степеней свободы и устранение их взаимного контакта созданием между ними небольшого гарантированного зазора свидетельствует об определенности базирования секций в данной конструкции долота.

Предлагаемые конструктивные изменения повышают технологичность лапы, секции и долота в целом и позволяют использовать принцип единства технологических, измерительных и сборочных баз. Это способствует более экономичному достижению точности долот, т. е. повышению точности и производительности процесса их сборки и изготовления, а также его механизации и автоматизации.

Точность базируемой детали при установке ее на плоскость и два штифта возрастает с увеличением расстояния между осями штифтовых соединений и уменьшением зазоров в них. В связи с этим штифтовые отверстия рекомендуется располагать на плоскости двугранных углов лапы с максимально возможным удалением. Срезанные штифты целесообразно размещать в ниппельной части долота, а гладкие — в подшарошечной части. В этом случае при прочих равных условиях точность относительного положения шарошек выше, чем точность шарошек при расположении штифтов в обратном порядке.

7. Типизация и унификация элементов изделия. Наличие типовых и унифицированных деталей и их характеристик в изделии существенно упрощает и сокращает технологическую подготовку производства, ее трудоемкость и сроки за счет возможности применения типовых и унифицированных технологических процессов и средств сборки и изготовления деталей.

Кроме того, надо стремиться также к тому, чтобы свести к минимуму номенклатуру сборочных единиц и деталей, что дает тот же эффект, так как сокращается номенклатура сборочных приспособлений, инструментов, средств механизации. Например, если шестигранные головки крепежных винтов в сборочной единице изделия свести к одному размеру, то можно вместо набора гаечных ключей применить более прогрессивный инструмент — электрические или гидравлические винтоверты.

Таким образом, типизация и унификация как самих сборочных единиц, деталей, так и их характеристик, например сопрягаемых размеров и посадок, увеличивает серийность выпуска, а следовательно, снижает трудоемкость и себестоимость сборки и изготовления деталей.

Исследования [2] показывают, что любое соединение деталей или сборочных единиц осуществляется совмещением двух комплектов баз. Назовем их базирующими модулями. Когда одна деталь присоединяется к другой, то к комплекту основных баз базирующей детали другая деталь присоединяется посредством ответного комплекта баз — вспомогательного комплекта баз, образующих пару базирующих модулей.

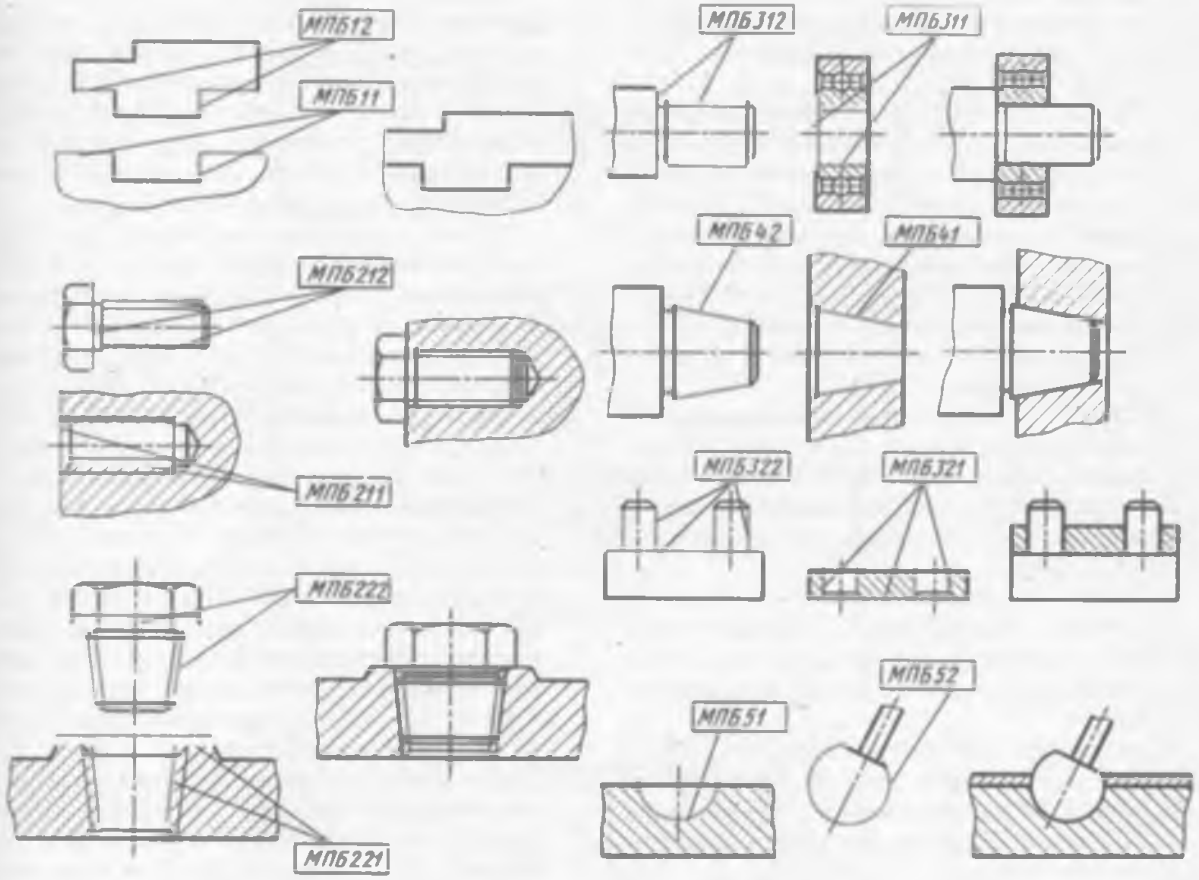


Рис. 20.7. Пары базирующих модулей поверхностей для соединения деталей

Все разнообразие базирующих модулей поверхностей сводится к 14 наименованиям или к семи парам базирующих модулей. В этой связи большое значение для повышения технологичности изделий имеет типизация и унификация конструктивных форм и размеров поверхностей каждого из базирующих модулей.

Таким образом, под базирующим модулем (МПБ) понимают сочетание поверхностей, образующих комплект баз, с помощью которого деталь лишается шести степеней свободы [1]. В связи с этим МПБ должен содержать три поверхности, образующие координатный угол, на плоскостях которого располагаются шесть опорных точек. Если детали оставляется одна или несколько степеней свободы, то у МПБ будет отсутствовать одна или две поверхности. Исследования [2] показали, что номенклатура МПБ ограничивается 14 наименованиями. На рис. 20.7 приведены примеры всех 14 наименований МПБ и соединения деталей как результат совмещения двух МПБ. Шифр МПБ отражает набор поверхностей, образующих комплект баз.

МПБ12 — это комплект баз, образованный сочетанием наружных плоских поверхностей; МПБ11 — ответный ему комплект баз, образованный сочетанием плоских поверхностей, среди которых у полного комплекта две плоскости должны быть внутренними. Справа на рисунке показано соединение деталей посредством совмещения комплектов МПБ12 и МПБ11.

МПБ212 — комплект баз, образованный сочетанием наружной цилиндрической резьбы и плоскости; МПБ211 — ответный ему комплект баз, образованный внутренней цилиндрической резьбой и плоскостью. Справа показано соединение деталей посредством совмещения МПБ212 и МПБ211.

МПБ222 — комплект баз, образованный сочетанием наружной конической резьбы и плоскости; МПБ221 — ответный ему комплект баз, образованный сочетанием внутренней конической резьбы и плоскости.

МПБ312 — комплект баз, образованный наружной цилиндрической поверхностью и двумя плоскими поверхностями. На рисунке показан неполный комплект баз, содержащий наружную цилиндрическую поверхность и одну плоскость; вторая плоскость у полного комплекта баз, как правило, является боковой плоскостью шпонки. Комплект МПБ311, ответный модулю МПБ312, обра-

зован внутренней цилиндрической поверхностью и двумя плоскостями, комплект баз — неполный.

МПБ42 — комплект баз, образованный сочетанием наружной конической поверхности и плоскости, где в качестве плоскости обычно выступает боковая поверхность шпонки. Комплект баз неполный, так как образован только наружной конической поверхностью. Комплект МПБ41, ответный модулю МПБ42, образован внутренней конической поверхностью и плоскостью, справа приведено соединение этих модулей.

МПБ322 — комплект баз, образованный сочетанием плоскости и двух наружных цилиндрических поверхностей; МПБ321 — ответный ему комплект баз, образованный сочетанием плоскости и двух внутренних цилиндрических поверхностей.

МПБ52 — комплект баз, образованный сложными наружными поверхностями; МПБ51 — ответный ему комплект баз, образованный внутренней той же сложной поверхностью.

Как следует из изложенного, все разнообразие базирующих модулей поверхностей сводится к 14 наименованиям и семи парам.

8. Возможность разделения изделия на сборочные единицы.

Изделие приобретает высокую степень технологичности, если его механизмы одновременно являются и его технологическими сборочными единицами. Это дает возможность осуществлять сборку из предварительно собранных и проверенных сборочных единиц, организовывать параллельную сборку, строить сборочный процесс в форме общей сборки и сборки технологических сборочных единиц, применять поточную форму организации сборочных процессов. Перечисленные возможности способствуют созданию высокоэффективных, высокопроизводительных сборочных процессов.

Применение в конструкции машины принципа агрегатирования способствует ее членению на отдельные сборочные единицы, что позволяет производить независимую и параллельную сборку, регулировку, испытание каждой сборочной единицы; подавать на общую сборку машины заранее проверенные сборочные единицы; строить конструкцию машины таким образом, чтобы не требовалась частичная разработка сборочных единиц на общей сборке.

Требуется также обеспечение свободного доступа к деталям изделия. Для измерения относительного положения деталей и сборочных единиц должны быть предусмотрены измерительные базы. Конструкция изделия должна предусматривать возможность его сборки без сложных приспособлений, желательно с одной стороны. Необходимо сводить к минимуму различного рода пригоночные и доделочные работы, совместную механическую обработку собираемых деталей.

Характер перемещения деталей при сборке относительно базирующей детали в осевом, продольном или радиальном, поперечном направлениях предъявляет свои требования к конструкции изделия. При радиальном перемещении обычно имеется продольный разъем корпуса. Это сопряжено с трудоемкой обработкой плоских поверхностей разъема и растачиванием отверстий при частичной сборке. При осевом перемещении деталей их конструкция может быть простой, а процесс сборки может быть также существенно облегчен. С точки зрения возможностей автоматизации сборки наиболее целесообразно иметь конструкцию, позволяющую вести последовательное присоединение деталей, перемещая их в одном и том же направлении. Однако не всегда это удается осуществить.

При конструировании приходится находить компромиссные решения получения простых форм деталей, типизации и унификации элементов, возможности разделения изделия на сборочные единицы, удовлетворения других изложенных принципов, а также простоты процесса перемещения и соединения деталей при сборке. Примеры таких решений представлены на рис. 20.8.

При сборке мотор-барабана (рис. 20.8, *а*) несколько сборочных единиц (редукторы *1* и *2*, барабан *3* и двигатель *4*) соединяют при их перемещении вдоль оси. При этом редуктор *2* должен иметь меньший диаметр, чем диаметр отверстия с одной из сторон барабана.

Для обеспечения осевого перемещения деталей при сборке редуктора (рис. 20.8, *б*) диаметр отверстия в корпусе *6* выполнен таким, чтобы через него можно было ввести зубчатое колесо *5*. Это, в свою очередь, потребовало установки дополнительной детали-втулки *7* для подшипника *8*. Иногда, чтобы установить одну деталь в другую, требуется сложное движение. Например, крестовину *12* (рис. 20.8, *в*) заводят в отверстия вилки *9*, перемещая и одновременно поворачивая ее, а после этого вставляют подшипник *11* и стопорят его упругим кольцом *10*.

В одной конструкции предусматривают иногда возможность радиального и осевого перемещений деталей при сборке (рис. 20.8, *г*). Сателлит *14* вводят между щек неразборного водила *15*, а затем вставляют в водило

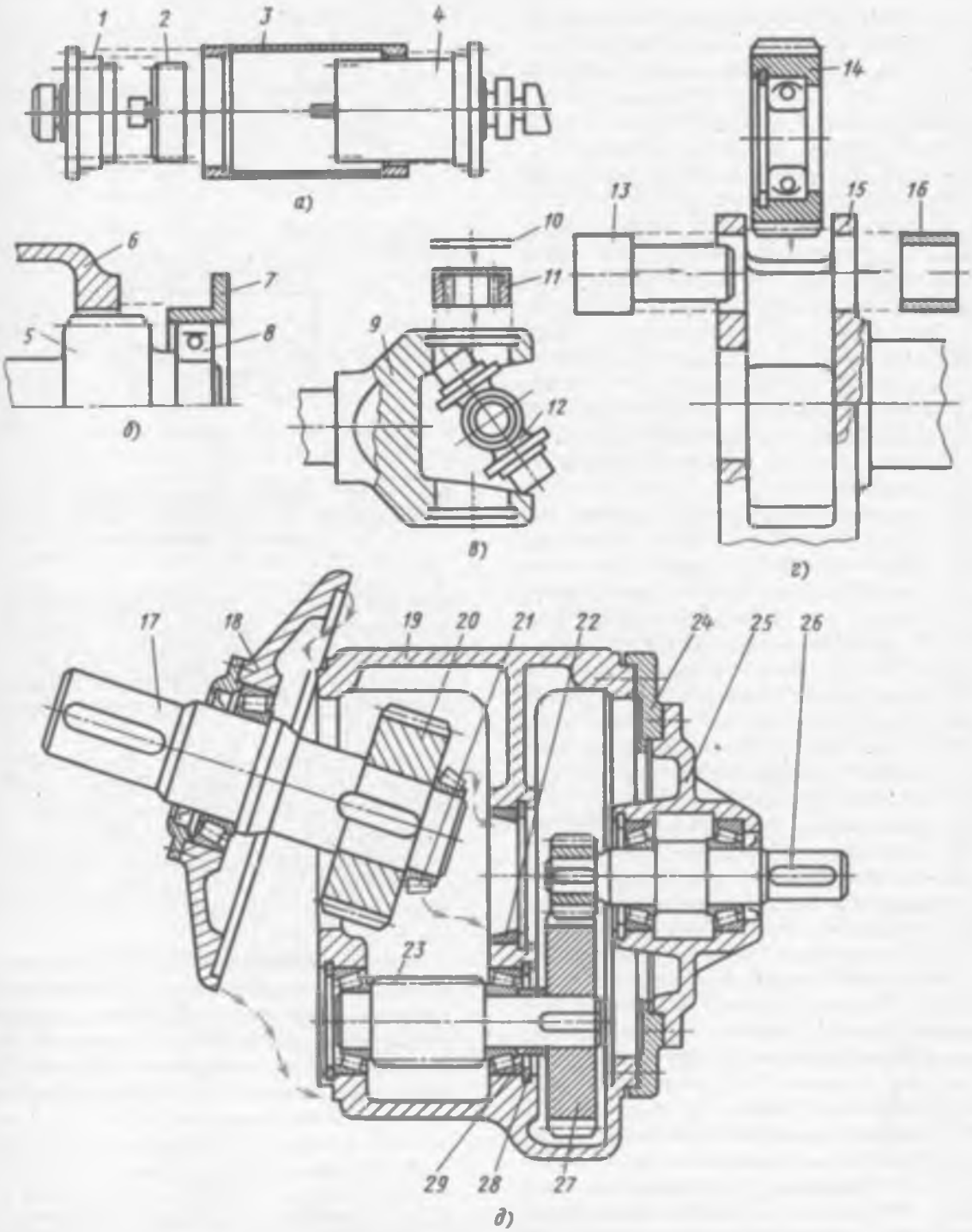


Рис. 20.8. Примеры конструктивных решений изделий, обусловленных характером перемещений и соединений деталей при сборке

втулку *16*, ось *13* и стопорят их в осевом направлении.

В зависимости от принятого вида сборки может быть существенно изменена конструкция корпусных и других деталей. Например, приведенный на рис. 20.8, *д* корпус не имеет продольных (вдоль оси валов) разъемов. В корпусе *19* сначала устанавливают пружинное кольцо *28* и кольцо *29* подшипника, заводят колесо *27* в полость редуктора, а затем вставляют промежуточный вал, выполненный за одно целое с шестерней *23*, напрессовывая на него колесо *27*.

Детали *26*, *25* и *24* в собранном виде присоединяют к корпусу. Предварительно вставляют в корпус внешнее кольцо *22* конического подшипника, а затем заводят в полость корпуса колесо *20*, установленное на валу *17*

вместе с деталями подшипника *21* и крышкой *18*. Колесо вводят в зацепление с шестерней *23*, а крышку *18* присоединяют винтами к корпусу.

Данный пример принятой схемы сборки позволил получить простые решения корпусных деталей, исключить обработку отверстий корпуса в сборе и др.

Для удобства ремонта и обслуживания изделия его конструкция должна быть удобной для разборки, необходимо предусматривать применение простых инструментов для регулировки, различного рода съемников и других несложных приспособлений. Безусловно, порочным следует считать путь восстановления и ремонта деталей, трудно извлекаемых из машины, требующий специальной оснастки, дорогого технологического процесса.

При создании конструкции следует заранее предусматривать, какие элементы, детали или агрегаты подлежат в течение срока службы замене или восстановлению и какое число раз. В первую очередь речь идеть о быстроизнашивающихся элементах рабочего оборудования (кромки ножа, отвала, зубья ковша землеройных и землеройно-транспортных машин и т. п.) (рис. 20.9). Их крепление с одной стороны должно быть прочным и надежным, а с другой стороны — быстроразъемным.

Для обеспечения технологичности при ремонте целесообразно предусматривать замену в процессе ремонта отдельных агрегатов, блоков, деталей легкосъемных, легкоустанавливаемых, не требующих подгонки, сложной регулировки и т. п. Надежность труднодоступных частей должна быть более высокой. Соединения подлежащих замене агрегатов, блоков, деталей с другими частями целесообразно выполнять без избыточных связей, что позволяет исключить их взаимовлияние в процессе работы.

Кроме общих требований необходимо учитывать частные, обусловленные применением конкретных методов, способов и условий сборки. Например, при сборке цилиндрических соединений с гарантированным зазором и натягом надо предусматривать заходные фаски на наружной и внутренней поверхностях (рис. 20.10, *а*), а также направляющие элементы (пояски) для устранения перекосов (рис. 20.10, *б*).

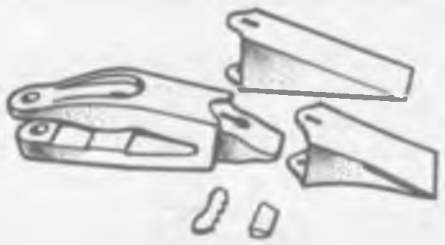


Рис. 20.9. Быстроизнашивающиеся элементы рабочего оборудования

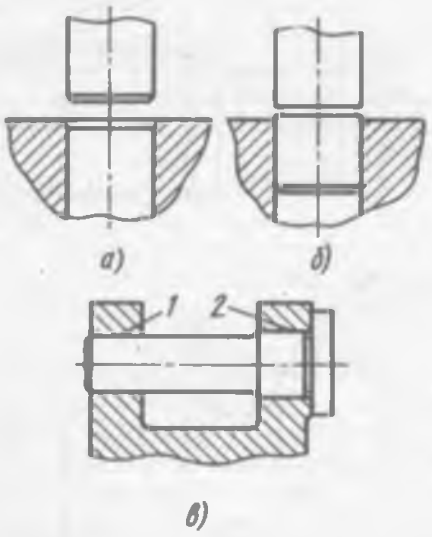


Рис. 20.10. Примеры конструктивных решений, повышающих технологичность сборки цилиндрических соединений

При соединении деталей по двум поверхностям во избежание появления задиров поверхности сопряжения *1* и *2* следует выполнять ступенчатыми (рис. 20.10, *в*). При соединении деталей больших размеров их центровку легче осуществлять не по диаметру, а с помощью двух контрольных штифтов.

Широко распространены резьбовые соединения; чтобы облегчить их свинчивание (наживление), надо применять заходные фаски или направляющие элементы (рис. 20.11, *а*). Для повышения производительности желательно пользоваться торцовыми

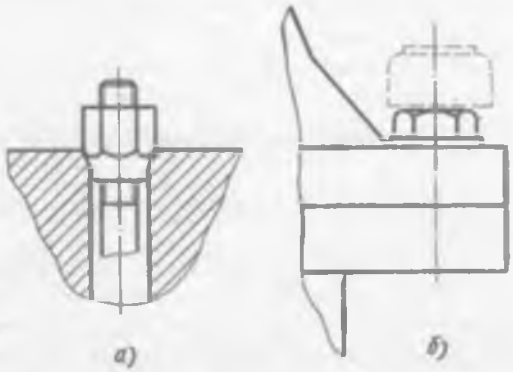


Рис. 20.11. Примеры конструктивных решений, повышающих технологичность сборки резьбовых соединений

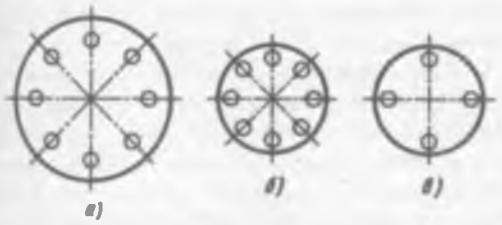


Рис. 20.12. Предпочтительные схемы расположения центров резьбовых и цилиндрических крепежных отверстий

ключами. Чтобы можно было их применять, необходимо предусматривать соответствующее расстояние от оси резьбового элемента до стенки детали (рис. 20.11, *б*).

При креплении детали группой болтов или винтов в условиях серийного и массового производства расстояния между осями резьбовых отверстий должны быть достаточными для использования многошпиндельных завертывающих устройств. Чтобы не изменять в многошпиндельных завертывающих устройствах расстояние между шпинделями, надо стремиться крепить детали по возможности по одной и той же схеме расположения резьбовых отверстий и с теми же линейными или угловыми расстояниями между осями отверстий (рис. 20.12, *а, б*). Число резьбовых отверстий может быть меньше, но при этом надо, чтобы расстояния между ними совпадали с расстояниями между шпинделями (рис. 20.12, *в*). Дополнительные требования к технологичности предъявляет автоматизация сборки.

Изготовление деталей

Изготовление деталей включает процессы получения заготовки, ее обработки и измерения. Каждый из этих процессов предъявляет свои требования к конструкции детали, поэтому конструктор, создавая конструкцию детали, должен предусматривать ее технологичность с точки зрения получения заготовки, ее обработки, а также измерения готовой детали.

Общими требованиями к конструкции детали, обусловливающими возможность применения высокопроизводительных технологических методов, являются наличие удобной и надежной базы для установки заготовки в процессе ее обработки и измерения; сочетание простых геометрических форм; стандартизация и унификация элементов детали, ее размеров, требований к точности и параметрам шероховатости.

Отвечая требованиям эксплуатации, деталь в то же время должна отличаться наименьшей материалоемкостью, что приводит к снижению трудоемкости ее изготовления. Металлоемкость детали можно существенно уменьшить, выполняя конструкцию сварной из элементов, полученных ковкой, штамповкой, литьем или из проката. В этом случае достигается снижение массы на 20—30 % и уменьшение объема механической обработки на 30—50 %. Штампосварные конструкции деталей экономичны в серийном и массовом производствах. Элементы сложной детали могут быть получены горячей и листовой штамповкой, резкой сортового или специального проката. Есть примеры, когда заменяют литые станины металлорежущих станков штампосварными. При этом достигается уменьшение веса на 30 % и снижение трудоемкости на 25 %.

Желательно конструкции с большим числом пространственно расположенных элементов расчленять на отдельные узлы. Это упрощает последующую сборку и сварку, снижает значение конечной деформации и повышает точность изготовления.

Одним из недостатков сварной конструкции детали являются ее значительные деформации, возникающие при сварке. Чтобы свести их к минимуму, нужно стремиться к минимальному числу сварных швов, не допускать скученного расположения швов, их пересечения и резких переходов в сечениях свариваемых узлов.

Если по каким-либо причинам деталь нельзя выполнить сваркой, ее заготовку получают литьем, ковкой, штамповкой или из проката. Выбор вида заготовки зависит от сложности конструкции детали, материала, серийности выпуска. Требования к заготовке, получаемой литьем, зависят от способа литья. Способ литья зависит от материала детали, ее конфигурации, требуемой точности, программы выпуска.

Себестоимость отливки значительно изменяется в зависимости от материала заготовки. Если за единицу принять среднюю себестоимость отливки из серого чугуна, то для ковкого чугуна средняя себестоимость составляет 1,3; углеродистая сталь — 1,6; цветные сплавы 3—6.

Конструкция отливки должна обеспечивать возможность беспрепятственного извлечения модели из формы и стержней из стержневых ящиков. Для этого предусматривают уклоны вертикальных поверхностей отливок, выбирая их значение в зависимости от высоты поверхности. Для внутренних поверхностей отливок принимают уклон больше, чем для наружных.

При проектировании литых деталей выполняют следующие правила.

1. Из условий прочности не рекомендуется изготовлять литьем массивные детали. Это должны быть тонкостенные, развитые по периферии детали.

2. Отливка должна обеспечивать простое изготовление формы (меньше плоскостей разъема формы, возможность извлечения модели или стержней без разрушения и т. п.). На рис. 20.13, *а* показана деталь, имеющая так называемые зоны подрезки (выделены горизонтальной штриховкой). Форма такой детали должна иметь разъем $P—P$ вдоль оси. Рациональнее конструкция детали, приведенная на рис. 20.13, *б*. Разъем $P—P$ обеспечивает беспрепятственное извлечение модели из формы вдоль оси. При этом используют бесстержневую формовку.

3. Если можно, избегать замкнутых внутренних полостей ступенчатых разъемов. Для крепления стержней, формирующих внутренние полости, предусматривают так называемые знаки на стержнях, для которых в конструкции предусматривают специальные отверстия. Желательно, чтобы отверстия под знаки обеспечивали двухопорное (а не консольное) крепление стержней (на рис. 20.13, *в* это отверстия O_1 и O_2). После изготовления эти отверстия закрывают заглушками.

4. Крупные и сложные изделия целесообразно разделить на простые детали, соединяемые болтами или сваркой.

5. Для извлечения моделей из формы предусматривают формовочные уклоны (см. рис. 20.13, *б*) от 10′ до 3°. Чем меньше высота модели, тем больше должны быть уклоны. Для деревянных моделей требуются в 2 раза большие уклоны, чем для металлических.

6. Для обеспечения равномерного остывания и уменьшения внутренних напряжений в результате неравномерной усадки (исключение образования раковин, трещин и коробления отливки) стенки отливки должны по возможности иметь равномерную толщину, переходы между стенками различной толщины и сопряжения между стенками, соединяемыми под углом, должны быть плавными. Кроме того, при соединении стенок нужно избегать скоплений металлов, массивов, а при соединении стенки с массивом предусматривать плавное утолщение стенки по направлению к массиву.

На рис. 20.13, *г—з* даны типовые примеры сопряжений стенок. При литье в песчаные формы $R=a/2$; $R_1=R+a$; $c=2\sqrt{b-a}$; $c_1=1{,}5\sqrt{b-a}$; $h=8c$, $h_1=12c$, $R_2=(a+b)/4$; $R_3=R_2+(a+b)/2$; при литье в кокиль $R=a/3$, $R_2=(a+b)/6$, c, c_1, h, h_1, R_3 имеют те же значения.

Внутренние стенки рекомендуется делать толщиной, равной 0,8 толщины наружных сте-

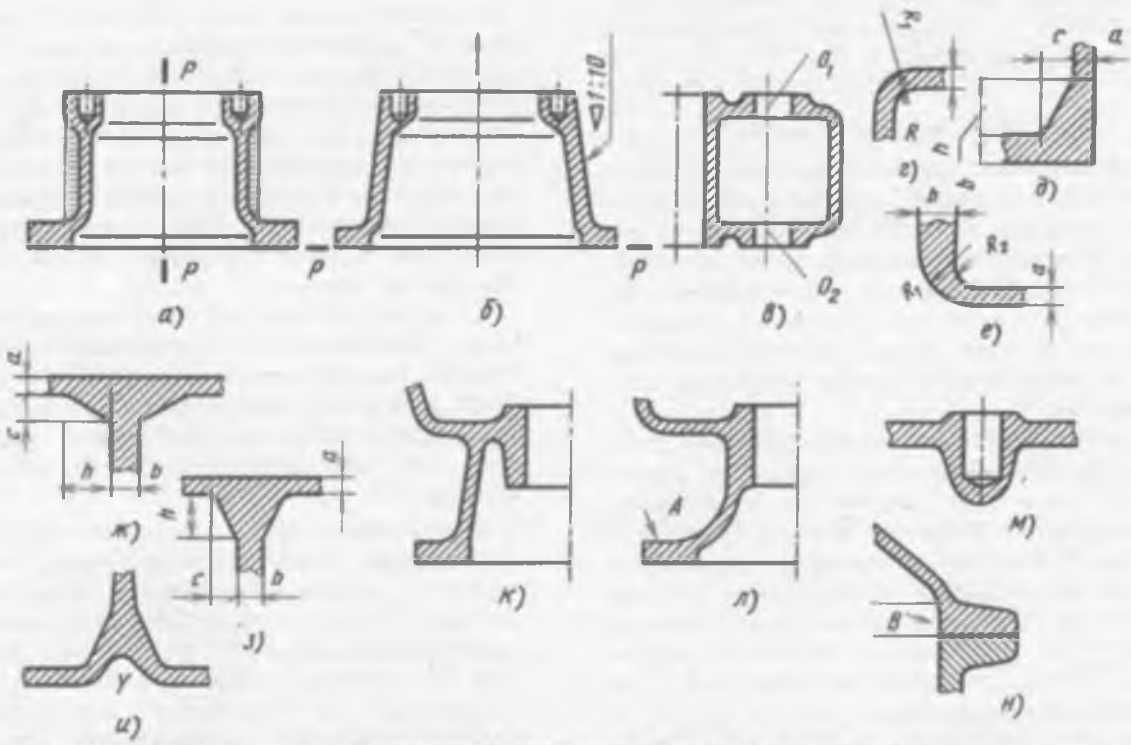


Рис. 20.13. Рекомендуемое конструктивное оформление деталей, изготавливаемых из отливок

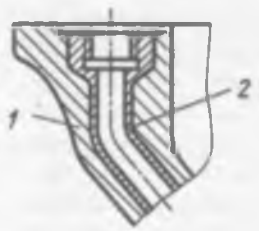


Рис. 20.14. Пример конструкции детали, в которой отверстие малого диаметра получают литьем

нок. Для уменьшения массивов иногда выполняют на поверхности отлитой детали углубления *У* (рис. 20.13, *и*). Рекомендуются конструкции с минимальным числом сопряжений, без разветвлений контуров стенок (рис. 20.13, *л* сравни с рис. 20.13, *к*).

На краях стенок оболочек, в том числе в отверстиях, рекомендуется делать утолщения для придания жесткости и обеспечения равномерного остывания при литье. Для стальных деталей минимальная толщина стенок 5—20 мм при габаритных размерах 50—2000 мм соответственно, для чугунных деталей — 4—15 мм и для деталей из алюминиевых сплавов — 2,5—10 мм.

7. Если требуется выполнить в отливке отверстие малого диаметра, канал или полость сложной конфигурации, то используют закладную деталь из тугоплавкого материала. Ее получают штамповкой, резанием и другими способами, закладывают в форму для литья и заливают легкоплавким материалом.

На рис. 20.14 показан стальной маслопровод *2* в отлитом корпусе *1* из алюминиевого сплава. Если сверлить отверстия непосредственно в корпусе и нарезать резьбу, то этот процесс будет сложным и дорогим, а маслопровод будет иметь концентраторы местных сопротивлений в местах пересечения отверстий различного диаметра.

Штампованные детали получают горячей штамповкой в открытых и закрытых штампах, выдавливанием, гибкой, радиальным обжатием, высадкой, раскаткой, накаткой, поперечной прокаткой, а также холодной штамповкой и выдавливанием.

Штамповкой получают как заготовки для последующей обработки, так и готовые детали. Допуск при радиальном обжатии соответствует 11—13-му квалитетам, а параметр шероховатость поверхности $Ra = 2{,}5 \ldots 0{,}63$ мкм, точность накатанных зубьев — 8—11-го квалитета, $Ra = 5 \ldots 1{,}25$ мкм (при горячей накатке) и $Ra = 1{,}25 \ldots 0{,}32$ мкм (при холодной накатке). Припуск на последующую обработку заготовок, получаемых в открытых и закрытых штампах, 0,6—6,4 мм, поле допусков 0,7—1,1 мм. При холодной калибровке допуск составляет 0,1—0,25 мм. При выдавливании припуск составляет для наружных диаметров 0,4—1,6 мм, для диаметров полостей 1,6—6 мм.

При проектировании штампованных деталей надо придерживаться следующих правил.

1. Форма детали должна обеспечивать свободное извлечение из штампа и возможность контроля сдвига верхней и нижней частей штампа. Для этого предусматривают уклоны под углом α (рис. 20.15, *а*) от 5 до 12°, а разъем по линии *Р—Р* штампа предусматривают в месте сопряжения поверхностей наибольшего размера.

2. Радиусы закруглений регламентированы в пределах 1—8 мм и должны быть на 0,5—1 мм больше припуска на механическую обработку.

Выдавливанием получают заготовки валов, втулок, цилиндрических деталей с глухими отверстиями; раскаткой — заготовки колец подшипников качения; гибкой и вытяжкой — крышки, кожухи, сосуды и т. п.; холодной

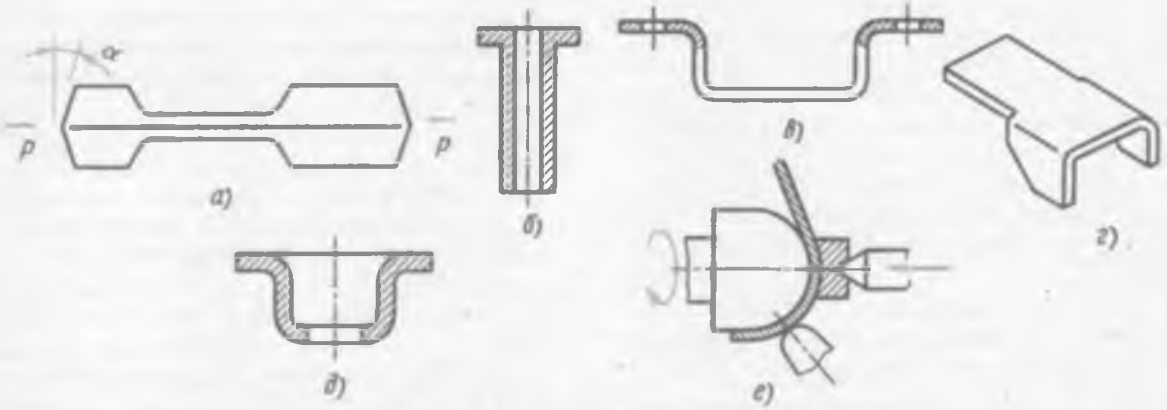


Рис. 20.15. Рекомендуемое конструктивное оформление деталей, заготовки которых получают штамповкой (*а*), выдавливанием (*б*), гибкой (*в, г*), вытяжкой (*д, е*)

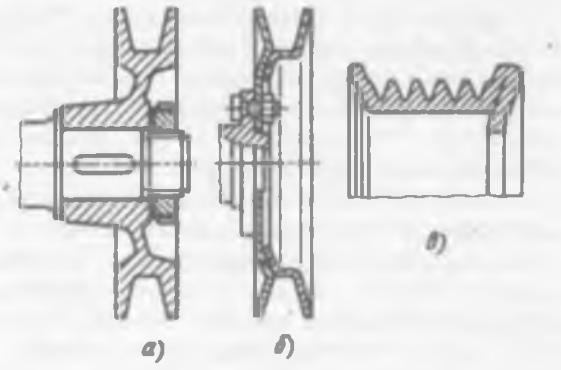


Рис. 20.16. Шкивы, получаемые литьем (*а*, *б*) и сваркой (*в*)

вытяжкой — крепежные изделия (заклепки, болтозаклепки, болты); холодной накаткой — крепежные и ходовые резьбы с шагом до 12 мм на деталях диаметром до 100 мм (на трубах диаметром до 320 мм).

Для штампованных деталей применяют углеродистые и легированные стали, алюминиевые, магниевые и титановые сплавы. Штамповкой в ряде случаев можно получить детали более легкие и простые в изготовлении, особенно в совокупности со сваркой. На рис. 20.16, *а*, *б* даны для сравнения варианты шкива, полученного литьем с последующей механической обработкой, и шкива, полученного сваркой из элементов, штампованных из листа. Обод шкива с канавками для клинового ремня (рис. 20.16, *в*) свернут из ленты и сварен. На нем пластическим деформированием сформированы кольцевые канавки, реборды и элемент диска для посадки на ступицу.

Требования технологичности к деталям, подвергающимся механической обработке резанием

На данном этапе развития технологии машиностроения наиболее распространенным является механическая обработка. Общими требованиями, предъявляемыми механической обработкой к конструктивному оформлению деталей машины, являются следующие.

1. Уменьшение протяженности обрабатываемых поверхностей, повышение точности заготовок, что сокращает объем механической обработки.

2. Удобство и надежность базирующих поверхностей для установки заготовок при обработке, совмещение установочных и измерительных баз.

3. Обеспечение требуемой жесткости детали, чтобы силы резания и закрепления не порождали ощутимых деформаций. Это позволяет вести обработку на высоких режимах.

4. Обеспечение возможности удобного подвода режущего инструмента и измерительных средств к обрабатываемым поверхностям, сокращение пути врезания инструмента, обеспечение его свободного выхода.

5. Обеспечение согласованности между требованиями к шероховатости и маркой материала заготовки, определяющей твердость материала и его обрабатываемость.

Шероховатость оценивают следующими параметрами (рис. 20.17): средним арифметическим отклонением профиля Ra, высотой неровностей профиля по десяти точкам Rz, наибольшей высотой неровностей профиля R_{max}, средним шагом неровностей профиля S_m, средним шагом местных выступов профиля S, относительной опорной длиной профиля t_p (ГОСТ 25142 – 82). К шероховатости обычно относят неровности при $(Ra/S_m) < 40$, а при указанном отношении, большем 40, совокупность неровностей называют волнистостью.

При назначении шероховатости следует учитывать твердость поверхности материала и его обрабатываемость. Вязкие, пластичные материалы дают после механической обработки повышенные параметры шероховатости, а при повышении твердости эти параметры меньше, хотя при этом увеличивается сопротивление резанию.

В деталях из углеродистых сталей с содержанием углерода до 0,3 % (Ст2, Ст3, стали 08) назначают $Ra \geqslant 6{,}3$ мкм. Для деталей из среднеуглеродистых сталей 35, 40, 45, 50 можно назначать $Ra \leqslant 6{,}3$ мкм при обработке резанием после улучшения и твердости до HRC, 25 . . . 30.

6. Механически обрабатываемые поверхности рекомендуется выполнять выступающими над необрабатываемыми, что обеспечит удобство подвода инструмента и обработку на проход нескольких поверхностей. Обработка напроход — это снятие слоя материала с одной или нескольких поверхностей детали при свободном входе и выходе инструмента.

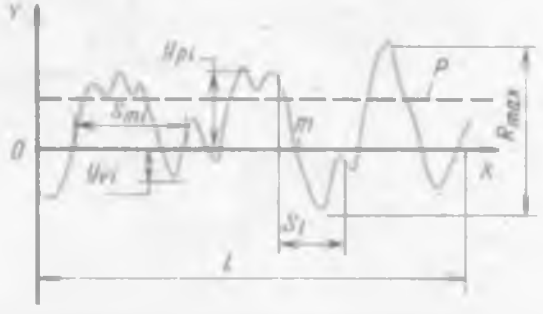


Рис. 20.17. Параметры, описывающие шероховатость поверхностей деталей

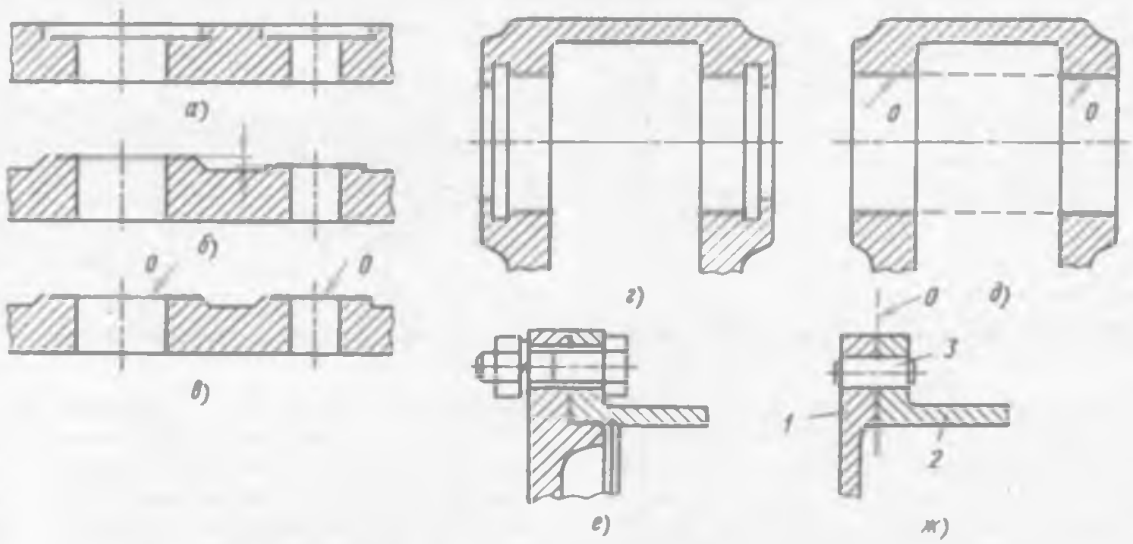


Рис. 20.18. Примеры обработки поверхностей детали напроход

Примеры поверхностей, обрабатываемых напроход, даны на рис. 20.18, *в*, *д*. Для сравнения на рис. 20.18, *а* показана деталь, в которой предусмотрено зенкование цилиндрических углублений с целью получения опорных поверхностей вокруг отверстий. В детали, показанной на рис. 20.18, *б*, опорные поверхности получают более технологичным путем — перемещением инструмента (фрезы или шлифовального круга) вдоль обрабатываемой поверхности. Поверхности при этом расположены на разной высоте, что затрудняет их обработку, вход или выход инструмента (сравни с рис. 20.18, *в*).

В многоступенчатых отверстиях (рис. 20.18, *г*) предусматривают канавки для выхода шлифовального круга. Конструкция при этом менее технологична, чем по рис. 20.18, *д*, где два сквозных отверстия могут быть обработаны напроход. В конструкции, показанной на рис. 20.18, *д*, функции осевого ограничения деталей придаются, например, крышкам, а не буртикам, как на рис. 20.18, *г*.

В конструкции, показанной на рис. 20.18, *ж*, центрирование деталей осуществлено с помощью штифта *3* (их должно быть не менее двух), благодаря чему торцовая поверхность детали *1* обрабатывается напроход и исключается обработка поверхностей центрирующих поясков на деталях *1* и *2* (сравни с конструкцией, данной на рис. 20.18, *е*).

8. Обеспечение заданной точности предъявляет особые требования к технологичности детали. Это прежде всего правильное назначение базы поверхности или сочетания поверхностей, линий (осей), точек, принадлежащих заготовке или изделию и используемых для придания заготовке или изделию требуемого положения относительно выбранной системы координат.

Базу, используемую для определения положения заготовки или изделия в процессе изготовления или ремонта, называют технологической.

База, используемая для определения положения детали или сборочной единицы в изделии, называется конструкторской базой.

База, служащая для определения положения заготовки или изделия относительно средств измерения, называется измерительной базой. Измерительную базу выполняют в виде конструктивного или вводимого специально элемента детали для контроля размеров. Специально вводят измерительную базу при наличии острых кромок, легко сминаемых или неточно расположенных. Для измерения диаметра d корпусных и сферических поверхностей вводят цилиндрические пояски (рис. 20.19, *а*), а на острых кромках снимают фаски (рис. 20.19, *б*). Для облегчения контроля цилиндрических деталей с выступами делают четное число выступов (рис. 20.19, *г*). Высоту h канавки (рис. 20.19, *д*) определяют относительно цилиндрической поверхности A, а не относительно острых кромок канавки (см. h_1).

При выборе базы следует стремиться к совмещению конструкторской, технологической и измерительной баз. На чертеже все размеры проставляют от таких совмещенных баз. При несоблюдении этого условия приходится вводить технологические размеры, удлинять размерные цепи и ужесточать допуски на составляющие размеры. Для получения заданной геометрии, необходимой точности и производительности обработки ис-

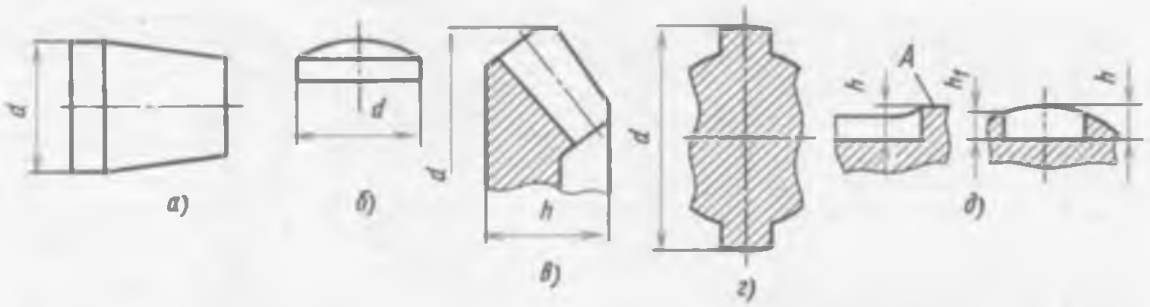


Рис. 20.19. Примеры конструктивного оформления поверхностей деталей под измерительные базы

пользуют технологические приемы, непосредственно связанные с выбором конструктивных решений. Например, для достижения заданной точности относительного положения нескольких поверхностей детали желательно их обработку осуществить с одного установа, т. е. при одном закреплении детали. Поэтому конструкция детали должна позволять обработку с одного установа тех поверхностей, к которым предъявляют повышенные требования к точности относительного положения.

На рис. 20.20, *а* показана деталь, отверстия *А* и *В* которой нельзя обработать на координатно-расточном станке, не переворачивая деталь. Чтобы обработать эти отверстия с одного установа, в стенке детали (рис. 20.20, *б*) предусмотрено технологическое отверстие. При этом обеспечивается более высокая точность взаимного расположения

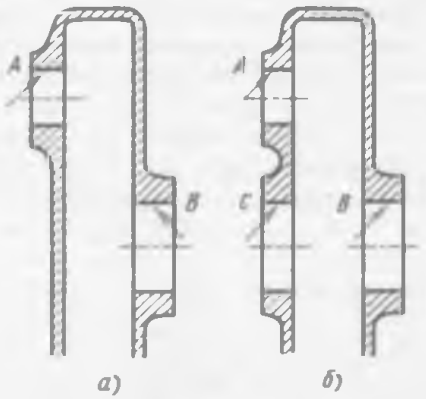


Рис. 20.20. Введение технологического отверстия для обработки отверстия за один установ

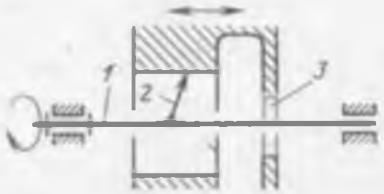


Рис. 20.21. Конструктивное оформление детали, удобное для размещения двухопорной оправки

поверхностей *А* и *В* и экономичность изготовления детали. Технологическое отверстие выполняют для возможности подвода инструмента, для размещения двухопорной оправки при механической обработке отверстий, что повышает ее жесткость и, как следствие, точность обработки. Технологическое отверстие обычно закрывают специальной заглушкой в виде крышки или пробки с резьбой.

В детали, приведенной на рис. 20.21, предусмотрено технологическое отверстие *3* в корпусной детали для размещения двухопорной оправки *1* с инструментом *2*. Такое решение позволяет повысить жесткость установки инструмента и точность обработки по сравнению с обработкой при консольном размещении инструмента.

Большое влияние оказывает конструкция детали на производительность обработки.

При выборе метода механической обработки целесообразно предусматривать такие решения, при которых перерабатывается в стружку минимальная часть заготовки. Иногда можно, например, тонкой дисковой фрезой вырезать по контуру углубления, пазы, впадины. Как правило, такая возможность обусловлена выбором конструктивного решения.

В качестве примера на рис. 20.22 приведена зубчатая передача, боковые поверхности зубьев шестерни которой образованы производящей поверхностью в станочном зацеплении, а боковые поверхности зубьев колеса могут быть плоскими, коническими, сферическими и эвольвентно-винтовыми (шестерня имеет специальный сопряженный профиль). Особенно эффективно производство цилиндрических колес больших размеров. Нарезают такие зубья на специальных станках (станках Г. А. Анопова) дисковыми фрезами, расположенными на расстоянии W (рис. 20.22, *а*), равном длине общей нормали. Фрезы образуют прорези при циклическом последовательном повороте колеса-заготовки. Часть металла, заключенная между прорезями, выпадает и получается

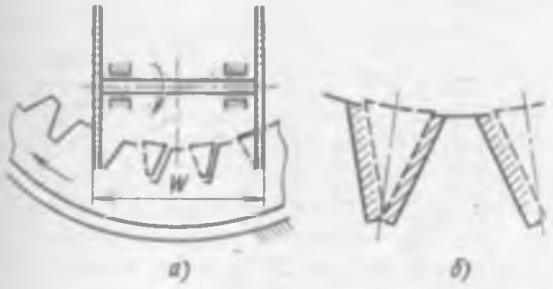


Рис. 20.22. Полуобкатная передача

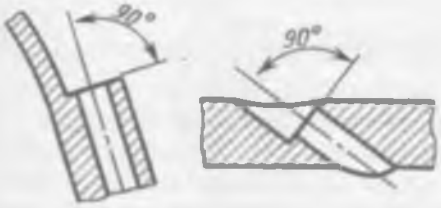


Рис. 20.23. Конструктивное оформление отверстий малого диаметра, удобное для обработки

впадина. Только небольшое количество металла идет в стружку (заштрихованные участки на рис. 20.22, *б*). Производительность процесса нарезания зубьев повышается.

При выборе конструктивных решений деталей необходимо предусматривать дополнительные элементы, связанные с правильной ориентацией, размещением инструмента при изготовлении, удобством сборки и разборки соединений. Выше был рассмотрен пример выполнения технологического отверстия. Здесь приведем некоторые другие приемы, в частности вход сверла по нормали — конструктивно-технологическое решение, предусматривающее взаимно перпендикулярное размещение оси обрабатываемого отверстия и поверхности, с которой контактирует сверло в начале обработки (рис. 20.23).

Вход сверла по нормали особенно важен при обработке отверстий малого диаметра. Для наклонных отверстий предусматривают специальное предварительное торцевание, чтобы исключить поломку сверла.

При конструировании деталей следует учитывать размер рабочей зоны. Например, отверстие *1* (рис. 20.24, *а*) в коленчатом валу может быть просверлено через внутреннюю полость шейки. При этом сверло может быть расположено наклонно относительно оси вала. Целесообразнее просверлить насквозь щеку перпендикулярно к оси шейки, а в технологическое отверстие *2* поставить заглушку (рис. 20.24, *б*). Бобышки *3* и стенки *4* (рис. 20.24, *в*) корпуса нужно расположить так, чтобы инструмент можно было разместить в пространстве между ними. Ступица *5* (рис. 20.24, *г*) шкива не должна препятствовать размещению шлифовального круга заданных размеров и конфигурации. При нарезании зубьев конического колеса (рис. 20.24, *д*) резцовой головкой элементы оправки *6* не должны пересекаться штриховой линией, определяющей границу рабочего пространства головки.

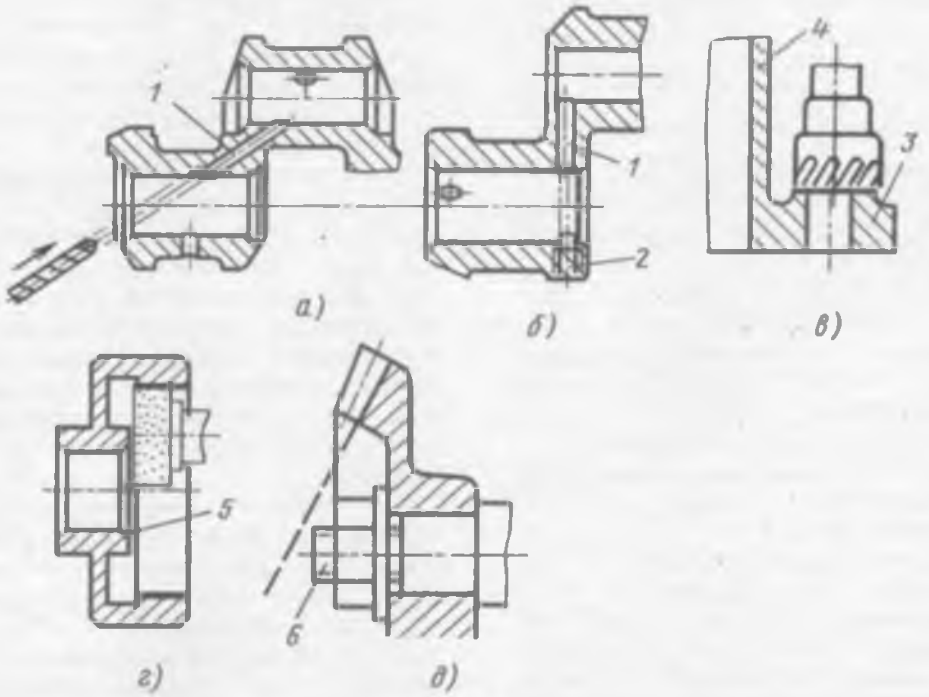


Рис. 20.24. Влияние рабочей зоны инструмента на удобство обработки

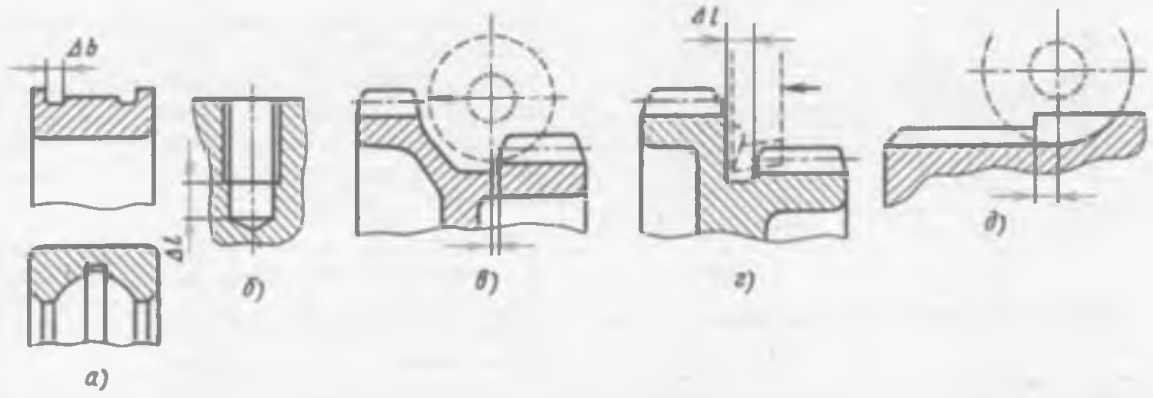


Рис. 20.25. Конструктивные решения деталей, предусматривающие выход режущего инструмента

Отдельные конструктивные решения, обеспечивающие выход режущего инструмента (перемещение инструмента после завершения обработки без касания с поверхностью заготовки), даны на рис. 20.25. Для выхода шлифовального круга (рис. 20.25, *а*) предусматривают канавку шириной Δb. При сверлении (рис. 20.25, *б*) глубина отверстия должна быть больше на величину Δl, чем заданная длина резьбы. Причем Δl не меньше сбега резьбы.

Зубчатые венцы (рис. 20.25, *в*) размещают так, чтобы при нарезании зубьев малого венца фреза не касалась других элементов колеса. При долблении зубьев малого колеса (рис. 20.25, *г*) венцы размещают намного ближе, чем в предыдущем случае, но процесс более дорогой. Необходимо соблюдать следующее соотношение параметров m и Δl, мм:

m	1,5	2—3	4	5—6	8
Δl	5	6	7	8	10

Такое размещение не позволяет также шлифовать зубья. Для обеспечения выхода инструмента иногда приходится выполнять изделия составными из нескольких деталей.

Длину выхода режущего инструмента проверяют при проектировании шлицев, шпоночных канавок и т. п. Например, при нарезании шлицев (см. рис. 20.25, *д*) ось фрезы должна переместиться за пределы буртика, после чего возможен выход инструмента.

С позиций технологичности рекомендуются следующие требования к типовым элементарным поверхностям деталей.

Наружные поверхности вращения. При формообразовании этих поверхностей рекомендуется широко применять высадку головок, фланцев, буртов для уменьшения объема механической обработки и расхода металла. По возможности необходимо унифицировать элементы тел вращения в целях использования при их обработке одних и тех же многорезцовых наладок. Рекомендуется заменять переходные поверхности фасками, оформлять сферические выпуклые поверхности со срезом, перпендикулярным к оси, в местах точного сопряжения поверхностей предусматривать выход инструмента.

Отверстия. При конструировании деталей рекомендуется предусматривать сквозные отверстия, так как их обрабатывать значительно легче, чем глухие. Конфигурация глухих отверстий должна быть увязана с конструкцией применяемого осевого инструмента, например зенкера или развертки.

Расстояния между отверстиями назначать с учетом возможности применения многошпиндельных сверлильных головок. Унифицировать расположение и размеры отверстий во фланцах в целях применения многошпиндельных головок. Число отверстий во фланцах выбирать таким, чтобы можно было сверлить их унифицированной нормальной трех- или четырехшпиндельной головкой с последовательным поворотом. Во избежание поломки сверл при сверлении как входная (см. рис. 20.23), так и выходная поверхности должны быть перпендикулярными к оси отверстия. Для одновременной обработки нескольких отверстий, расположенных на одной оси, рекомендуется последовательно уменьшать размеры отверстий на величину, превышающую припуск на обработку предшествующего отверстия (ступенчатое расположение отверстий).

При сверлении отверстий в пазах нужно назначать их диаметры меньше ширины пазов на 0,5—1 мм. Избегать конических отверстий в деталях, не представляющих собой тела вращения. Конструкция вогнутой сферической поверхности должна предусматривать сквозное или глухое отверстие, чтобы при обработке ее не было нулевых скоростей реза-

ния. Рекомендуется избегать канавок в отверстиях, обрабатываемых на сверлильных и агрегатных станках, так как это усложняет обработку.

Плоскости. Конфигурация обрабатываемых плоскостей в плане должна обеспечивать равномерный и безударный съем стружки. Ширину плоскостей необходимо увязывать с нормальным рядом диаметров торцовых или длин цилиндрических фрез. Предпочтительна обработка плоскостей на проход. Когда не предусмотрен выход для режущего инструмента, переходная часть обрабатываемых плоскостей должна соответствовать размерам и виду поверхности режущего инструмента. Плоскости бобышек и платиков на деталях следует располагать на одном уровне. Избегать обработки закрытых площадок (внутри корпусных деталей). Обрабатываемые плоскости желательно располагать выше примыкающих элементов (ребер, выступов), это облегчает обработку на проход.

Приведенные правила и рекомендации носят общий характер. Для деталей, обрабатываемых на станках с программным управлением, агрегатных станках и автоматических линиях, существуют дополнительные рекомендации, учитывающие специфику данной обработки. Эти рекомендации приведены в соответствующей литературе.

20.2. КОНСТРУИРОВАНИЕ СОЕДИНЕНИЙ И ДЕТАЛЕЙ НА ОСНОВЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ АВТОМАТИЗАЦИИ СБОРКИ

Почти на любом крупном предприятии во всем многообразии конструкций нетрудно найти достаточно большое количество деталей, близких по функциональному назначению, но выполненных в рамках отдельных проектов и в силу этого отличающихся незначительно по конструктивным параметрам и технологии изготовления. Подобные детали могут входить как в состав одного и того же изделия, так и в состав разных изделий. Практика показывает, что вообще в машиностроительной промышленности проектирование 5—10 %, а в отдельных отраслях до 20 % общего количества разрабатываемых деталей не является необходимым в силу повторяемости.

Субъективные причины данного обстоятельства в том, что проектируют их разные конструкторы в одном и том же конструкторском бюро и в разных конструкторских бюро; проектирует один и тот же конструктор в разное время.

К одной из объективных причин ненужного дублирования проектов можно отнести значительное количество нормативных общесоюзных, отраслевых нормативных конструкторских документов, включая и стандарты предприятий. Многие из них ориентированы не на оптимальные, а на технологически достижимые параметры деталей в рамках данной отрасли или предприятия.

Технологические условия автоматизированной сборки накладывают еще более жесткие ограничения на единообразие подходов к проектированию изделий и их деталей. Слабая проработка данного вопроса, нетехнологичность конструкций изделий, недостаточная их унификация существенно сдерживают автоматизацию сборки. Недостаточное количество апробированных на производстве примеров решений, бурное развитие концепции интегрированных производств, где автоматизированная сборка является неотъемлемой составляющей, заставляют также внимательнее отнестись и к накопленному за рубежом опыту [9—13].

В то же время единообразие подходов к проектированию изделий и их деталей из условий автоматизации сборки не должно быть догмой. Конструктору необходимо иметь определенную свободу действий, поскольку степень автоматизации и технологические условия сборки также могут отличаться. Так, задачами проектирования конструкций для автоматизированной сборки являются следующие:

получение функционально равноценных сборочных узлов;

минимальное число бракованных сборок;

равномерно высокое качество собранных изделий;

высокая надежность сборочной системы.

Задачи же проектирования конструкций для гибкой автоматизированной сборки дополняются такими, как гибкость в отношении незапланированного и запланированного изменения конструкций деталей; гибкость в отношении запланированного изменения конструкции изделия.

Точностные требования к деталям, собираемым в автоматизированных системах без обратной связи, значительно жестче, чем к деталям, собираемым в системах с обратной связью.

В настоящее время как никогда возрастает степень взаимной интеграции деятельности конструкторов и технологов в условиях бурного развития автоматизированного сборочного оборудования, датчиков очувствления для исполнительных механизмов, средств управления и программного обеспечения. Особ-

щая отечественный и зарубежный опыт, накопленный в области проектирования изделий и деталей в условиях автоматизации сборки, можно формализованно изложить некоторые правила и рекомендации. Их можно применять на трех этапах конструкторско-технологического анализа проектируемого изделия [9].

1. Структурно-технологическая отработка проектируемого изделия для облегчения автоматизации сборки.

2. Проектирование деталей из технологических условий автоматизированной сборки.

3. Выбор рациональных способов крепления и конструкций крепежных деталей.

Рассмотрим правила и рекомендации в их условно-логической последовательности.

Структурно-технологическая обработка проектируемого изделия

Систематизация структуры изделия. При систематизации структуры изделия прежде всего необходимо выделить два общих принципа, которые в большинстве случаев позволяют повысить качество изделий и облегчить процесс их сборки, а именно простоту конструкции и ясность замысла.

Простота конструкции. Проиллюстрируем принцип упрощения конструкции примерами.

На рис. 20.26 показаны четыре варианта упрощения конструкции клапана длиной 100 мм: на рис. 20.26, *а* — отливка, изготовить которую достаточно трудно и дорого; на рис. 20.26, *б* — клапан собран из отдельных деталей, объединенных пайкой; на рис.20.26, *в* и *г* показана постепенно упрощающаяся конструкция центральной трубчатой детали клапана. Наиболее простой с позиций трудоемкости и стоимости является конструкция, данная на рис. 20.26, *г*.

Ясность замысла необходима для однозначного понимания и практической достижимости последовательности сборки изделия, статической определимости его конструкции, исключения взаимного влияния финишних регулировок отдельных узлов.

Рекомендуется достичь минимально возможного числа основных сборочных перемещений. Дополнительным преимуществом в этом случае является сокращение вспомогательных переориентаций изделия. По возможности все основные сборочные перемещения следует предусматривать вертикальными, причем желательно по направлению сверху вниз. В этом случае достигается предпочтительная с точки зрения автоматизации так называемая «слоеная» сборка (см., например, рис. 20.32), при которой упрощаются конструкции исполнительных механизмов автомата. Детали должны последовательно поступать в одном и том же направлении на базовую деталь.

Кроме этих двух общих принципов, приведем рекомендации, которые могут быть использованы в отдельных конкретных случаях в процессе систематизации структуры изделия.

Объединение деталей. Конструкторское интегрирование позволяет уменьшить число деталей и подсборок, укрупнить отдельные детали и узлы и облегчить манипулирование ими в ходе сборки. Переход при интегрировании к моноблочным конструкциям упрощает автоматизацию сборки за счет умень

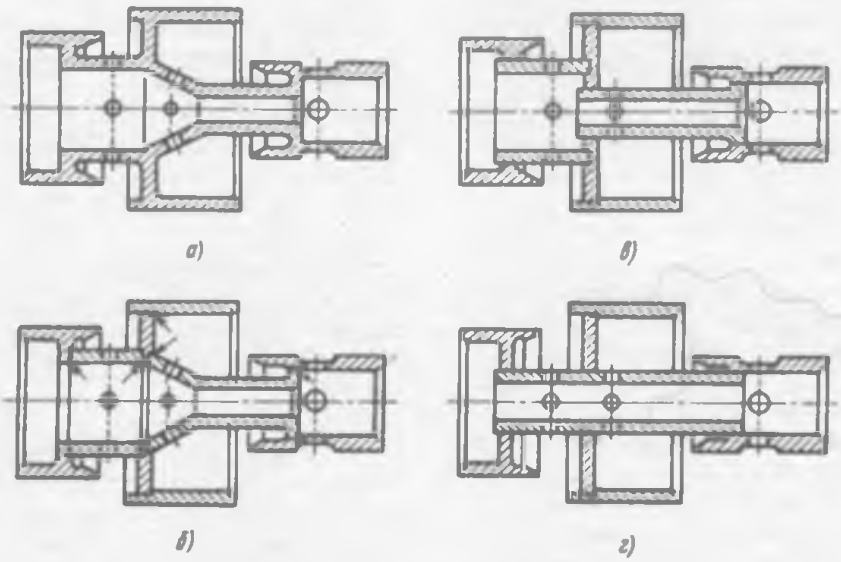


Рис. 20.26. Упрощение конструкции клапана

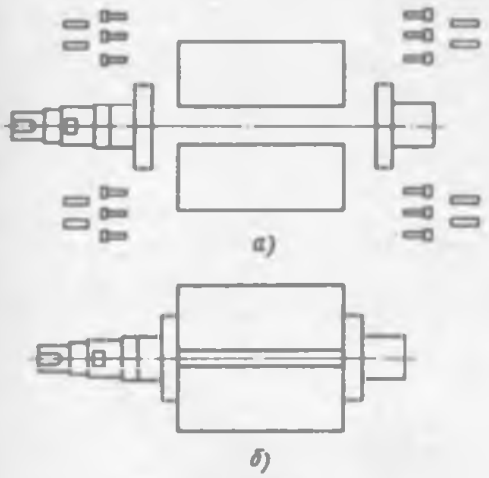


Рис. 20.27. Объединение деталей ротора лопастного гидронасоса

шения объема по узловой и общей сборке, упрощения конструкций сборочных автоматов, сокращения числа позиций и исполнительных устройств. При этом схемы работы и управления технологическим оборудованием получаются более простыми. Снижение себестоимости изготовления может быть получено интегрированием, устраняющим необходимость точной обработки поверхностей, по которым детали контактируют после сборки.

Суть конструкторского интегрирования сводится к объединению нескольких деталей в одну более сложную, которая может быть изготовлена современными технологическими методами (пластмассовые детали, детали из композитов, детали, полученные литьем под давлением).

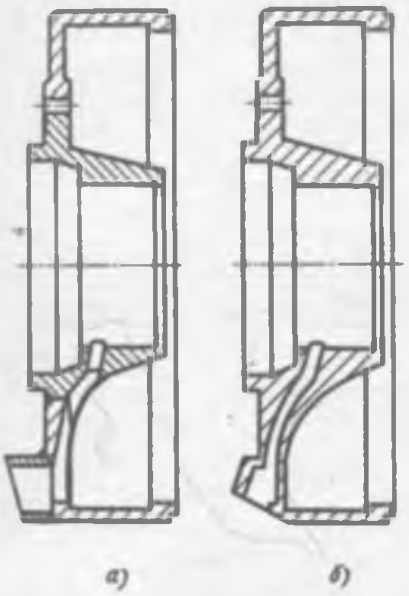


Рис. 20.28. Изменение конструкции корпуса узла подшипника

Пример конструкторского интегрирования при проектировании ротора лопастного насоса представлен на рис. 20.27. В первом варианте (рис. 20.27, *а*) он представлял подсборку, состоящую из 24 деталей (две щеки, два ступенчатых вала, 12 винтов и восемь шпонок). На рис. 20.27, *б* дан второй его вариант изготовления ротора. Он представляет собой точную отливку, не требующую сборки. При этом стоимость изготовления ротора уменьшилась на 59,6 %, стоимость материала уменьшилась на 23,3 %, механической обработки — на 48,3 %, сборки — на 100 %.

Корпус подшипникового узла (рис. 20.28) в первоначальном виде представлял собой составную конструкцию из трех деталей, полученных литьем и собранных с помощью сварки (рис. 20.28, *а*). Стоимость производства полностью отлитой конструкции узла (рис. 20.28, *б*) уменьшилась на 36 %, при этом отпала необходимость в сборке.

Расчленение деталей. Под конструкторским дифференцированием понимают расчленение сложных деталей на предварительно собираемые или отдельные элементы. Вообще говоря, идеальный проект представляет собой предельно интегрированную сборку, т. е. изделие из одной сложной детали. Однако существуют следующие причины проектировании изделия, состоящего из нескольких деталей:

необходимость во взаимном перемещении деталей изделия;

необходимость в выполнении деталей из разных материалов;

необходимость обслуживания, ремонта и замены отдельных деталей;

обеспечение возможности сборки других узлов и частей изделия;

различные ограничения технологического процесса механической обработки.

Таким образом, конструкторское расчленение позволяет:

дифференцированно обеспечить отдельные функциональные требования;

максимально адаптировать детали конструируемого изделия для обработки на стандартном и специальном оборудовании, имеющемся на предприятии;

использовать покупные нормализованные стандартные узлы;

уменьшить массу и размеры деталей, что облегчает манипулирование ими;

увеличить годовой объем производства;

шире применять автоматизированную узловую сборку.

Узлы после контроля подаются на общую сборку. Средства автоматизации при этом получаются сравнительно простыми. Если изделия не расчленяют на предварительно собранные и проверенные элементы, то при большом числе входящих в него деталей автоматическая линия общей сборки получается сложной, многопозиционной и, как следствие этого, малонадежной в работе. Сборочные автоматы и линии с числом позиций более 20 не находят применения.

Сочетание деталей из разных материалов. Деталь или конструкция может быть собрана из заготовок различных материалов. Сочетание материалов подбирают оптимальным с точки зрения функциональных характеристик изделия, себестоимости и производительности.

На рис. 20.30 показаны возможные комбинации используемых материалов в конструкции узла шкива механизма (схема узла условно упрощена, конструктивные элемен-

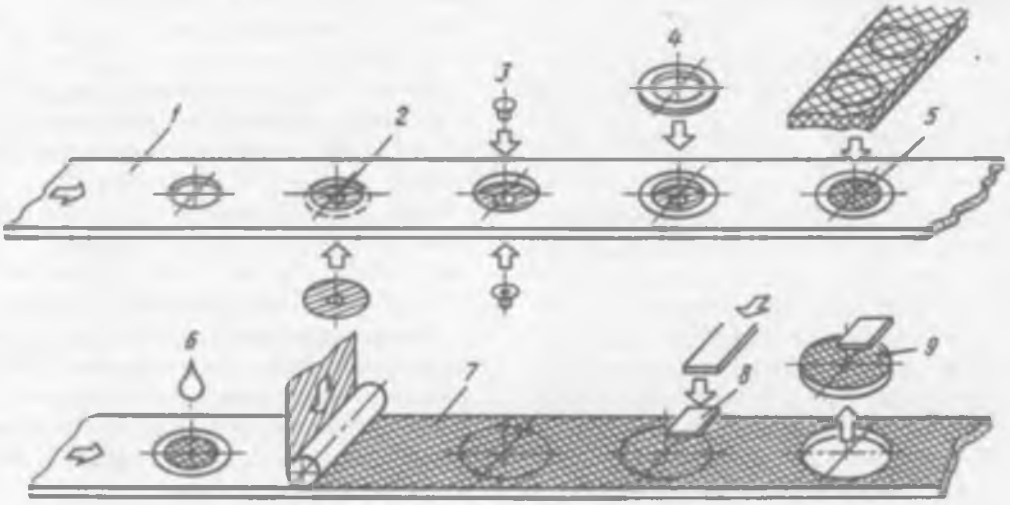


Рис. 20.29. Технология сборки электрода для снятия ЭКГ:

1 — пластик пенистый (база); *2* — наклейка; *3* — заклепка; *4* — кольцо; *5* — губка; *6* — паста электролитическая; *7* — бумага; *8* — пластина металлическая; *9* — электрод в сборе

Базовая деталь. Применение несущей базовой детали в конструкции позволяет получить надежную технологическую базу при транспортировании, установке и силовых воздействиях по ходу сборочного процесса, а также обойтись без сборочных зажимных приспособлений. Базовые поверхности таких деталей следует выбирать так, чтобы по возможности соблюдались принципы совмещения и постоянства баз. Совмещая конструкторские, технологические и измерительные базы, устраняют погрешность базирования. В то же время размерная цепь получается более короткой, так как она состоит из наименьшего числа звеньев.

Нетрадиционно решен этот вопрос в конструкции электрода для записи электрокардиограмм сердца. Пенопластиковая лента, покрытая защитным слоем бумаги, одновременно является и транспортной системой, и несущей базовой деталью при сборке, которая осуществляется вертикально с обеих сторон ленты. Технология сборки условно показана на рис. 20.29.

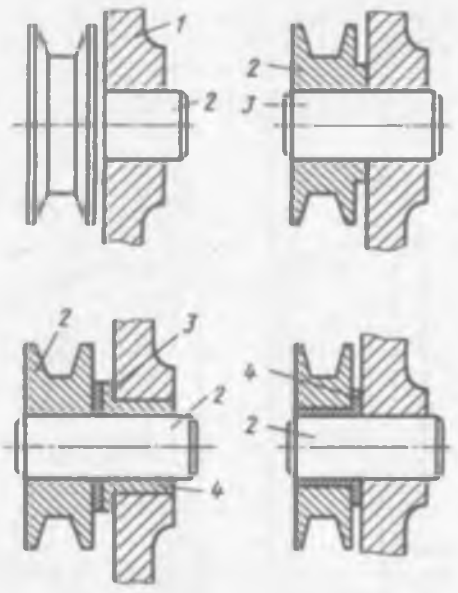


Рис. 20.30. Варианты исполнения узла механизма шкива:

1 — корпус (чугун); *2* — шкив и ось (сталь); *3* — ось и шайба (закаленная сталь); *4* — втулка (бронза)

ты осевой фиксации не показаны). В каждом конкретном случае оптимальное решение зависит от объема выпуска, требований и долговечности работы, расходов на покупные детали и на производство, включая и затраты на сборку.

Одним из примеров составных конструкций могут служить два вида электродов для снятия электрокардиограмм сердца (рис. 20.31). Один из них состоит из десяти деталей, соединенных клеем и пайкой (рис. 20.3, *а*). Он неудобен для автоматизированной сборки. Намного более удобен электрод, показанный на рис. 20.31, *б*, в него входит девять деталей, соединенных клеем и заклепками.

Более типичной является базовая деталь узла, представленного на рис. 20.32. Подобная компоновка узла, представляющего «слое-

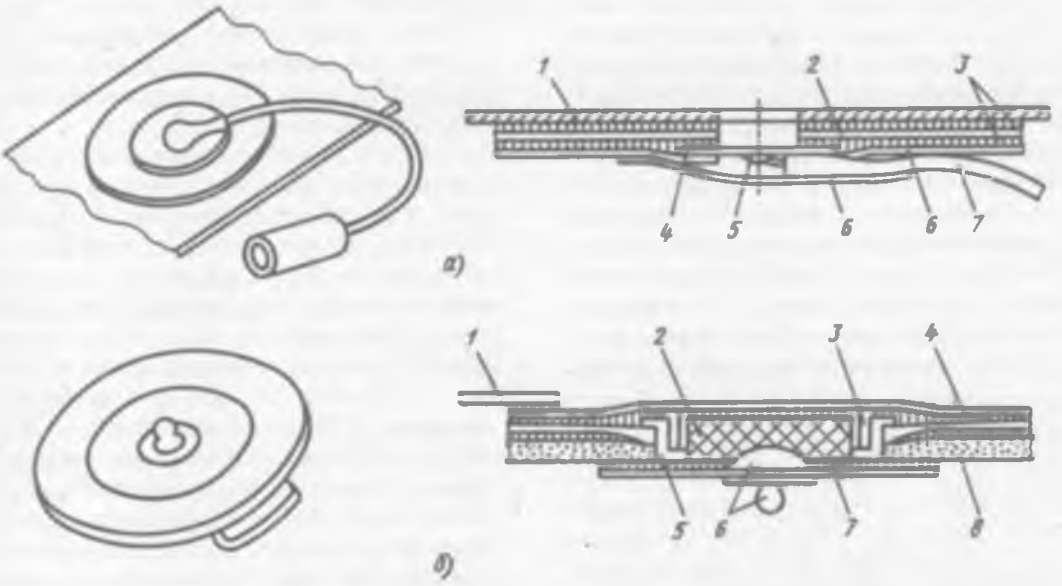


Рис. 20.31. Компаунд-конструкции электродов для снятия ЭКГ:

а: *1* — бумага; *2* — прокладка; *3* — клей; *4* — фольга; *5* — припой; *6* — пластик; *7* — провод; *б*: *1* — пластина (металлическая); *2* — губка (с электролитной пастой); *3* — клей; *4* — бумага; *5* — кольцо; *6* — заклепка; *7* — наклейка; *8* — пластик пенистый (база)

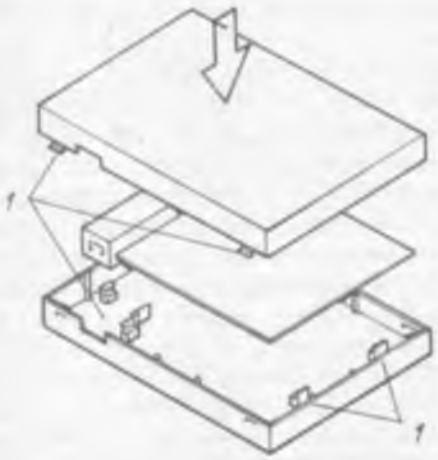


Рис. 20.32. Пример «слоеной» сборки

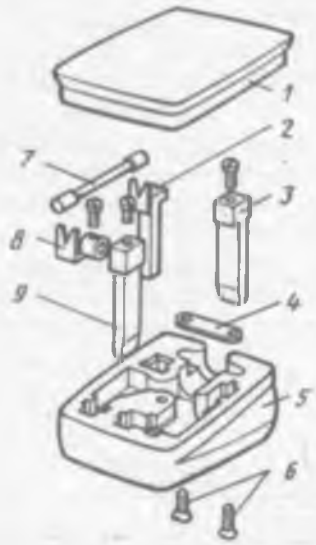


Рис. 20.33. Сборка сетевой электровилки, имеющей моноблочное основание:

1 — крышка; *2* — контакт (фаза); *3* — контакт (нейтральный); *4* — зажим для проводов; *5* — основание; *6* — винты для зажима проводов; *7* — предохранитель плавкий; *8* — зажим предохранителя; *9* — контакт (земля)

ную» сборку с использованием защелок *1* в качестве фиксаторов, очень удобна для роботизированной сборки, так как не требует ни вращений, ни перезахватов деталей. Конструкцию изделия в целом желательно делать такой, чтобы сборку можно было производить без изменения положения (поворота) базовой детали.

Моноблоки. Сборка значительно упрощается, если базовая деталь имеет несколько мелких промежуточных деталей, опор, перемычек и т. д. Отпадает надобность в их отдельном изготовлении и монтаже. В этом случае базовая деталь представляет собой часть корпуса, которую по завершении сборки накрывают недостающей ответной частью с последующим их скреплением. Подобные устройства напоминают моноблоки сотового типа. Примером может служить сетевая электровилка (рис. 20.33) с тремя контактными элементами. Базовая деталь (основание) представляет собой сотовый моноблок, отлитый из синтетического материала (диэлектрика).

Стандартные узлы и детали. При корректировке конструкции изделия следует в максимальной степени стремиться к использованию унифицированных и стандартных деталей и узлов, а также к унификации элементов отдельных деталей. Это позволяет использовать однотипные исполнительные и вспомогательные устройства сборочных автоматов, что сокращает сроки и себестоимость их изготовления.

Диапазон использования стандартных частей в изделии может колебаться от обычных винтов до стандартных управляющих блоков, реле-регуляторов, двигателей, комбинаций линз и т. д. Например (рис. 20.34), используя серию стандартизованных электродвигателей, фильтров очистки масла и боковых панелей, можно собирать лопастные гидронасосы разной производительности на однотипном сборочном оборудовании, что увеличивает гибкость работы производителя по отношению к запросам потребителя.

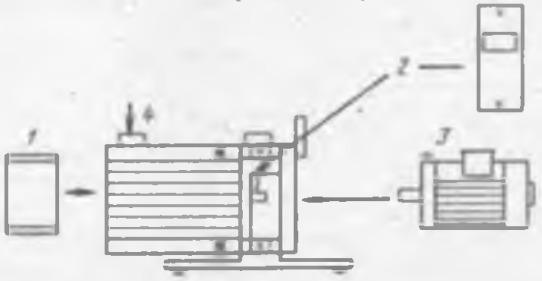


Рис. 20.34. Схема узловой сборки лопастного гидронасоса:

1 — фильтр масляный; *2* — панель боковая (2 шт); *3* — электродвигатель; *4* — подача масла

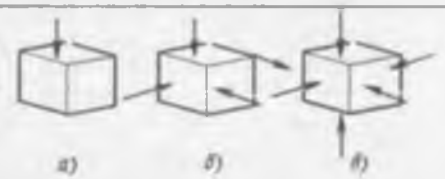


Рис. 20.35. Варианты конструкций с различными направлениями сборки. Условные оценки вариантов:

а — хорошо; *б* — хуже; *в* — плохо

Модули. Применение типовых модульных блоков значительно увеличивает гибкость сборки однотипных изделий разных размеров либо изделий, незначительно отличающихся друг от друга.

Каждый блок представляет собой комбинацию из собранных типовых и специальных модулей. Завершающей стадией сборки в этом случае является сложение готового изделия из блоков. При использовании блоков возможны параллельная сборка, испытания и замена отдельных узлов, этим достигается большая гибкость планирования сборки. Сравнение последовательной и параллельной сборок показывает, что в первом случае возможна только одна последовательность сборки, склонная к заторам. При параллельной сборке возможны альтернативные последовательности при недостатке необходимых блоков либо временной остановке оборудования из-за поломки.

Суммируя сказанное о систематизации структуры изделия под автоматизированную сборку, можно отождествить ее со строительством здания из отдельных кирпичей. Надо стремиться к сокращению количества направлений сборки. На рис. 20.35 даны условные оценки проектов по критерию количества направлений сборки.

Проектирование и выбор деталей

Структурно-логическая схема изделия определяет во многом конструкцию составляющих его деталей и проблемы их сборки. Тем не менее на этапе проектирования и выбора деталей можно заложить основы для облегчения их сборки. Прежде всего это касается рационального проектирования сопрягаемых поверхностей. Подобная конструкторско-технологическая отработка деталей под автоматизированную сборку означает, что такое изделие может быть без труда собрано и вручную.

В общем смысле любая деталь определяется следующими характеристиками: формой, материалом, размерами, параметрами шероховатости поверхности, допусками. Все они влияют на ход процесса сборки, но наи-

большее влияние оказывает форма детали. Она, в свою очередь, определяется набором поверхностей. Их условно можно разделить на функциональные (или контактирующие в частном случае) и свободные.

Сборочными считают те поверхности, которые используют при сборке для манипулирования деталями: ориентирования, транспортирования, позиционирования, направления при сопряжении. Однако они не важны с позиций функционирования и теряют свое значение по завершении сборки.

Таким образом, задачи рационального проектирования деталей под автоматизированную сборку сводятся к эффективному использованию имеющихся функциональных и свободных поверхностей, а также к изменению формы свободных поверхностей. Из всех технологических переходов автоматизированной сборки наиболее критическими являются этапы ориентации (предварительной и окончательной), сопряжения и скрепления соединяемых деталей. Существуют и проблемы транспортирования.

Рассмотрим некоторые задачи, которые следует решать при конструкторско-технологической рационализации деталей под автоматизированную сборку.

1. Уменьшение объема сборочных операций.
2. По возможности исключение принудительной ориентации деталей при сборке.
3. Облегчение самоустановки деталей при ориентации.
4. Облегчение самоустановки деталей при сопряжении.
5. Облегчение перемещения и базирования деталей при транспортировании.
6. Рационализация выбора крепежа и процесса автоматического скрепления деталей.

Приведем ряд рекомендаций по решению перечисленных задач.

Конструкторское интегрирование. Этот прием был подробно описан выше. В качестве дополнительного примера можно рассмотреть проблему роботизированной сборки легко деформируемых деталей (проводов, кабелей, ремней, различных этикеток, фирменных знаков и ярлыков). В этих случаях роботу очень сложно распознавать, точно захватить и сориентировать детали при сборке.

Ременные передачи желательно заменять зубчатыми, фрикционными и другими для передачи крутящего момента. Фирменные и другие знаки предпочтительнее отливать, штамповать, наносить краской, электрохимическими и электрофизическими методами в процессе изготовления деталей.

Рекомендуется избегать проводных и кабельных соединений, заменяя их контактно-разъемными, розеточно-вилочными, паяными. Например, кабельное соединение электроэлементов с основной платой (рис. 20.36, *а*) можно заменить дополнительной жесткой платой (рис. 20.36, *б*), имеющей лишь одну цепь. В этом случае робот-сборщик без труда может собрать эти платы с использованием стандартного разъема.

Технологическое интегрирование. Оно предусматривает частичное или полное совмещение технологических процессов получения отдельных деталей и их сборки. Оригинальный пример этого был показан на рис. 20.31. На рис. 20.37 показана позиция сборочной автоматической линии, где путем высадки из ленты получают шайбу и собирают ее с валиком. Сюда же можно отнести сборку с помощью самонарезающих винтов.

Как известно [7], автоматически ориентируются детали небольших и средних (до 100 мм) размеров. При этом их загружают (засыпают) в бункерно-ориентирующие устройства сборочных автоматов навалом. Более крупные детали поступают из магазинов или их подают на сборочный автомат роботом-манипулятором.

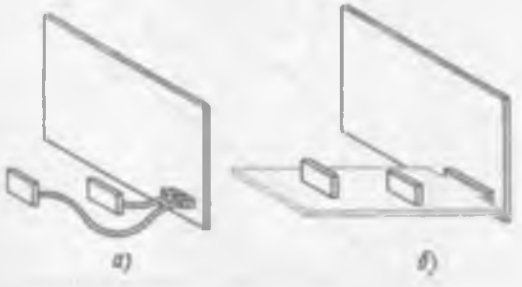


Рис. 20.36. Соединение электроэлементов с несущей платой

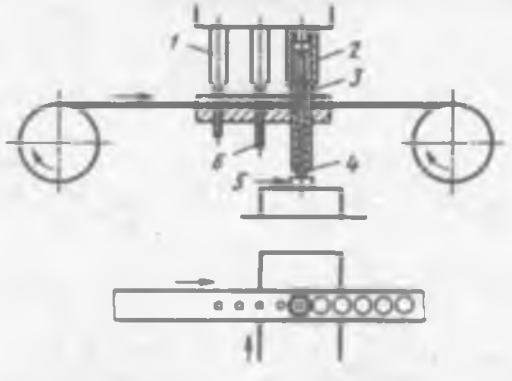


Рис. 20.37. Совмещение технологических операций изготовления шайбы и сборки ее с валиком:

1 — пробойник центрирующий; *2* — пробойник шайбы; *3* — направляющий штифт шайбы; *4* — шайба; *5* — приспособление сборочное; *6* — направляющий штифт

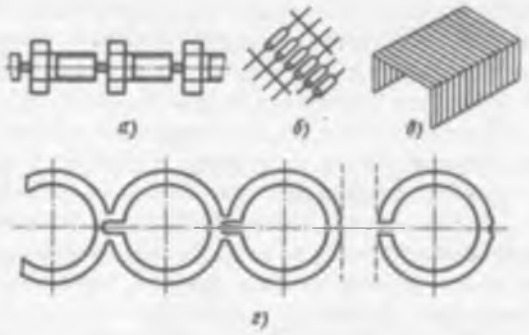


Рис. 20.38. Примеры группирования деталей

Сгруппированные детали. Такое предсборочное группирование деталей можно осуществить либо технологически путем штамповки, высадки или литья целых цепочек из деталей, либо объединяя детали с помощью ленты, фольги или другого объединяющего их элемента. Примерами могут служить такие цепочки из винтов (рис. 20.38, *а*), скрепок (рис. 20.38, *в*), компонентов электрических схем (рис. 20.38, *б*), замковых стопорных шайб (рис. 20.38, *г*).

Вспомогательные ориентирующие поверхности и элементы. Встречаются детали, которые невозможно однозначно сориентировать в бункерных питателях либо роботом-манипулятором. Для упрощения ориентации таких деталей их конструкцию изменяют, вводят нефункциональные вспомогательные поверхности, предусматривают уступы, срезы, дополнительные отверстия и другие элементы, несколько усложняя при этом механическую обработку.

Выполнение дополнительного изгиба на верхнем торце детали (рис. 20.39, *а*) помогает однозначно сориентировать деталь и транспортировать ее на подвесном конвейере. Дополнительный уступ на детали (рис. 20.39, *б*) придает однозначность в ее ориентации в бункерном вибропитателе. Взаимная ориентация за счет самоцентрирования при сборке деталей, показанных на рис. 20.40, *б*, однозначна в отличие от ориентации деталей, приведенных на рис. 20.40, *а*. Выполнение гнезда на базовой детали (рис. 20.40, *в*) придает определенность ее ориентации и служит элементом крепления.

Роботу-сборщику сложно обнаружить паз у детали (рис. 20.41, *а*) и сориентировать парную деталь. Это проще сделать при наличии дополнительного штифта (рис. 20.41, *б*) или фаски (рис. 20.41, *в*). Дополнительные

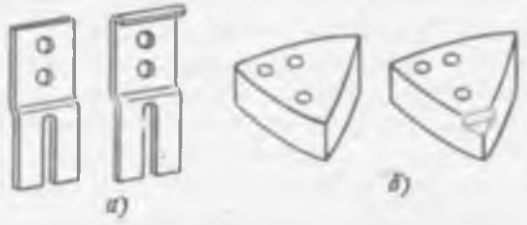


Рис. 20.39. Примеры выполнения ориентирующих поверхностей

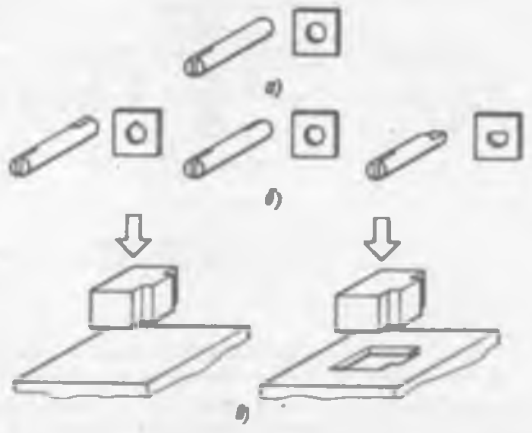


Рис. 20.40. Примеры дополнительных ориентирующих поверхностей

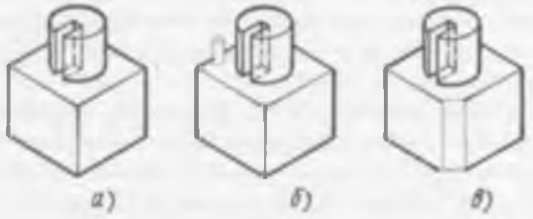


Рис. 20.41. Вспомогательные ориентирующие элементы

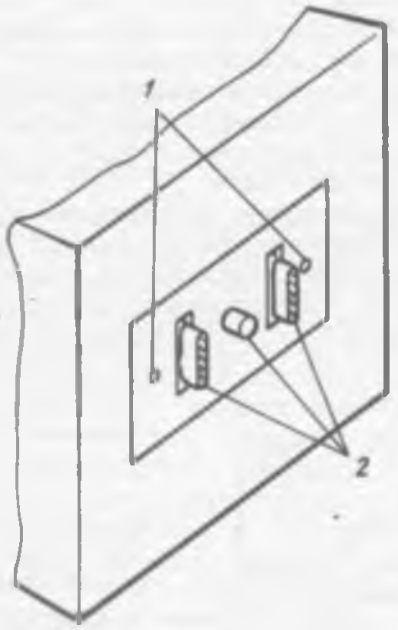


Рис. 20.42. Тестирование электроаппаратуры:
1 — направляющие отверстия; *2* — контрольные точки

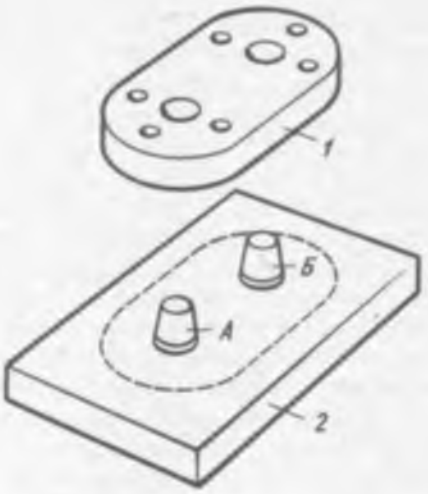


Рис. 20.43. Сборочное приспособление

отверстия *1* облегчают ориентацию робота-контролера и нахождение им трех выступающих точек контроля *2* при тестировании собранной электроаппаратуры (рис. 20.42).

Два конических пальца *А* и *Б* на сборочном приспособлении *2* способствуют точной установке и угловой ориентации базовой детали *1* изделия (рис. 20.43).

Симметрия. Основные факторы, определяющие сложность автоматического ориентирования деталей манипуляторами и в виброустройствах, — число осей и плоскостей симметрии, которые имеет деталь, и соотношение ее габаритных размеров. Быстрее и проще ориентировать детали, имеющие ось или плоскость симметрии [7]. Рациональные конструкции показаны на рис. 20.44 справа.

Требует пояснения лишь изображение круглой пластины. Усовершенствованный ее вариант имеет буквенное обозначение с обеих

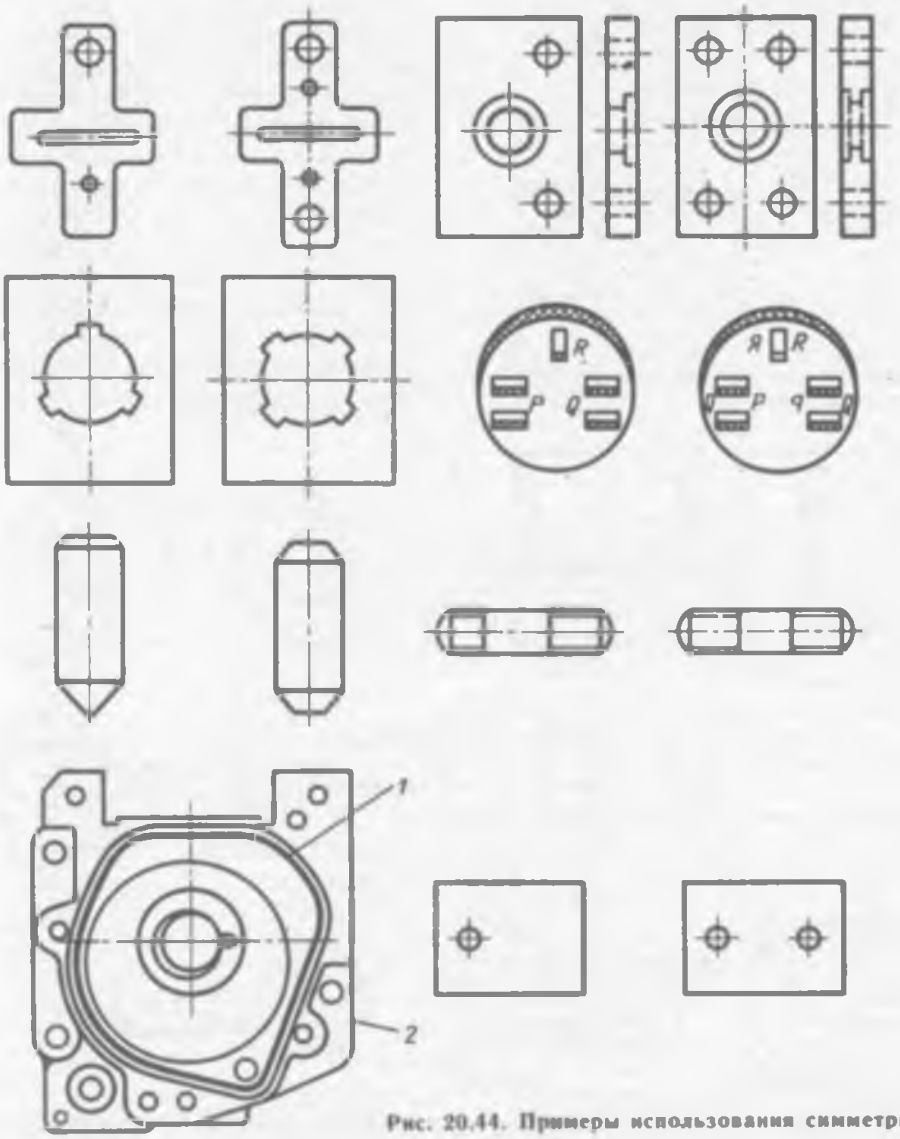
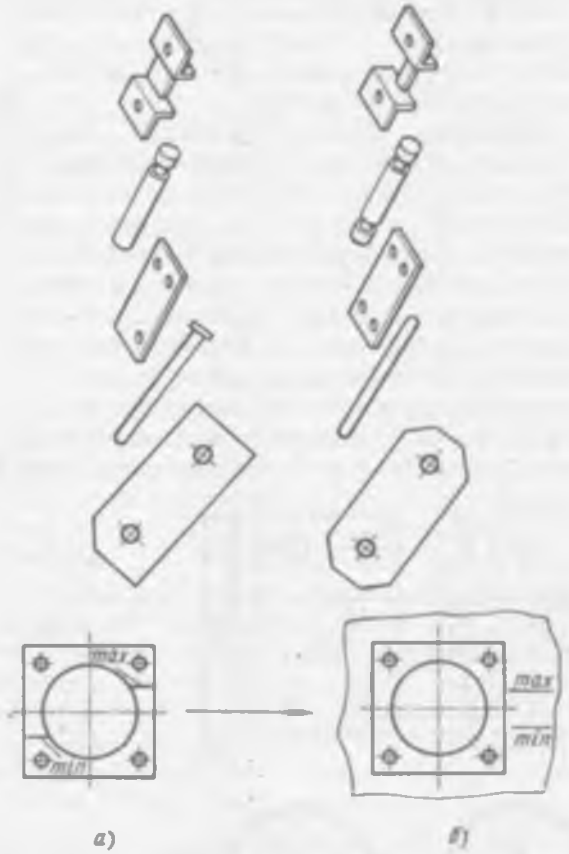


Рис. 20.44. Примеры использования симметрии

сторон пластины, нанесенное у прошитых отверстий. Резиновое уплотнение *1* старой конструкции корпуса *2* статора лопастного гидронасоса имело квадратное сечение и форму,



а) *б*)

Рис. 20.45. Изменение конструкции с использованием симметрии

приведенную на рис. 20.44. Улучшенная конструкция (не показана) имеет уплотнение круглого сечения и О-образную форму, что облегчило его ориентацию при сборке.

Намного проще ориентировать детали, показанные на рис. 20.45, *б*, чем детали, приведенные на рис. 20.45, *а*. Нанесение маркировки уровня масла на корпусе емкости при его изготовлении, а не на фасетке глазка, позволило значительно упростить установку фасетки с глазком на стенке корпуса (см. нижний пример на рис. 20.45).

Асимметрия. Автоматическая ориентация часто затруднена или становится невозможной в тех случаях, когда несимметричность выражается слаборазвитыми внешними признаками (отверстия малого диаметра, переходные поверхности с различными, но близкими радиусами закругления, оси симметричной формы, но с различными допусками на диаметры ступеней и т. д.).

Примеры изменения конструкций деталей, обеспечивающих улучшение их автоматической ориентации в вибробункерах либо роботом-сборщиком, приведены на рис. 20.46; 20.40. Усиление асимметрии улучшает самоустановку деталей за счет положения центра тяжести детали, что вынуждает дета́ль при неправильной ориентации перевернуться (или повернуться) и самоустановиться. Например, этот эффект помогает ступенчатому валику занять требуемое положение на выступе. Выполнение двух лысок на диске помогает захвату манипулятора верно сориентироваться.

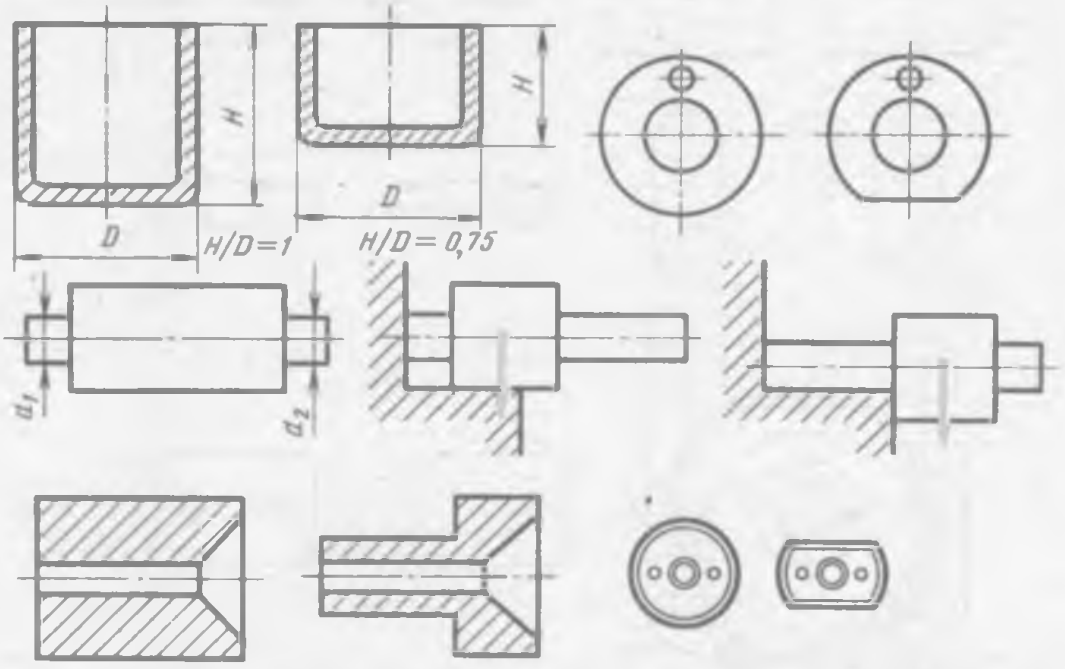


Рис. 20.46. Примеры усиления несимметричности за счет изменения конструкции деталей

Детали, рассчитанные на простые, прямолинейные движения сборки

В основном преимущества данного приема пояснены выше и проиллюстрированы на рис. 20.31, 20.32, 20.40. Дополним пояснение примерами, данными на рис. 20.47, *а—в*, где показан переход от сложных непрямолинейных движений и комбинаций нескольких движений (показаны стрелками) к простым прямолинейным, что значительно облегчает автоматизацию сборки и упрощает конструкции исполнительных механизмов.

Однозначные движения сопряжения. Траектория движений сопряжения двух или более деталей должна быть совершенно определенной. Необходимо устранять неопределенности, способные привести к несобираемости (рис. 20.48). В конструкциях, показанных

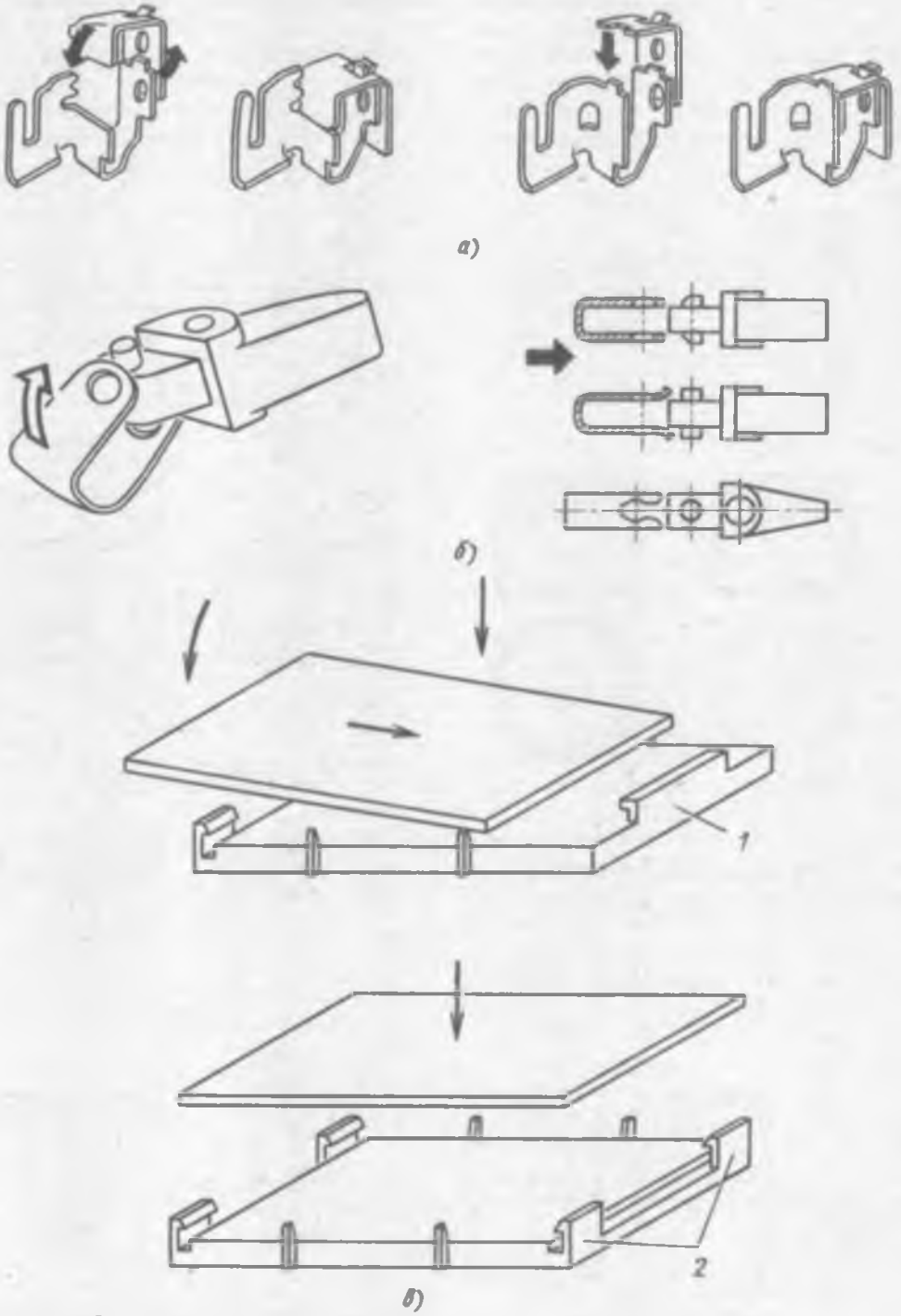


Рис. 20.47. Примеры перехода к простым движениям при сборке:
а — сборка углового кронштейна; *б* — сборка узла цапфы; *в* — установка крышки; *1* — паз; *2* — защелки

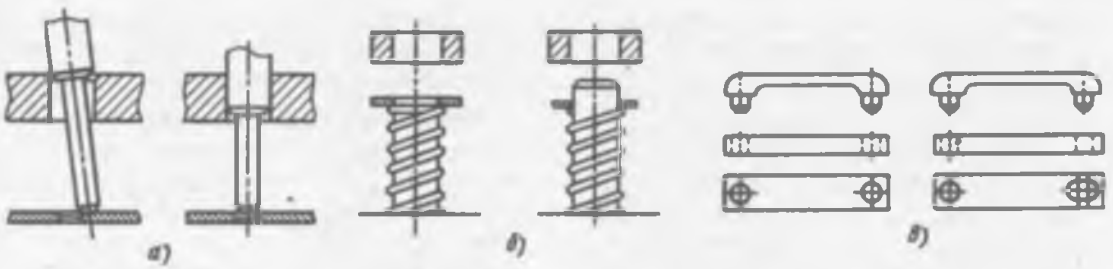


Рис. 20.48. Примеры конструктивного устранения неопределенностей при сборке

на рис. 20.48, *а*, *в*, это устраняют изменением размеров и формы сопрягаемых поверхностей. В узле, приведенном на рис. 20.48, *б*, устраняется необходимость одновременной сборки четырех деталей.

Направляющие поверхности. Цилиндрические и призматические детали, сопрягающиеся с зазором или натягом, а также резьбовые детали необходимо выполнять с фасками (рис. 20.49, *б*, *г*, *д*, *е*; рис. 20.50, *а*—*в*;

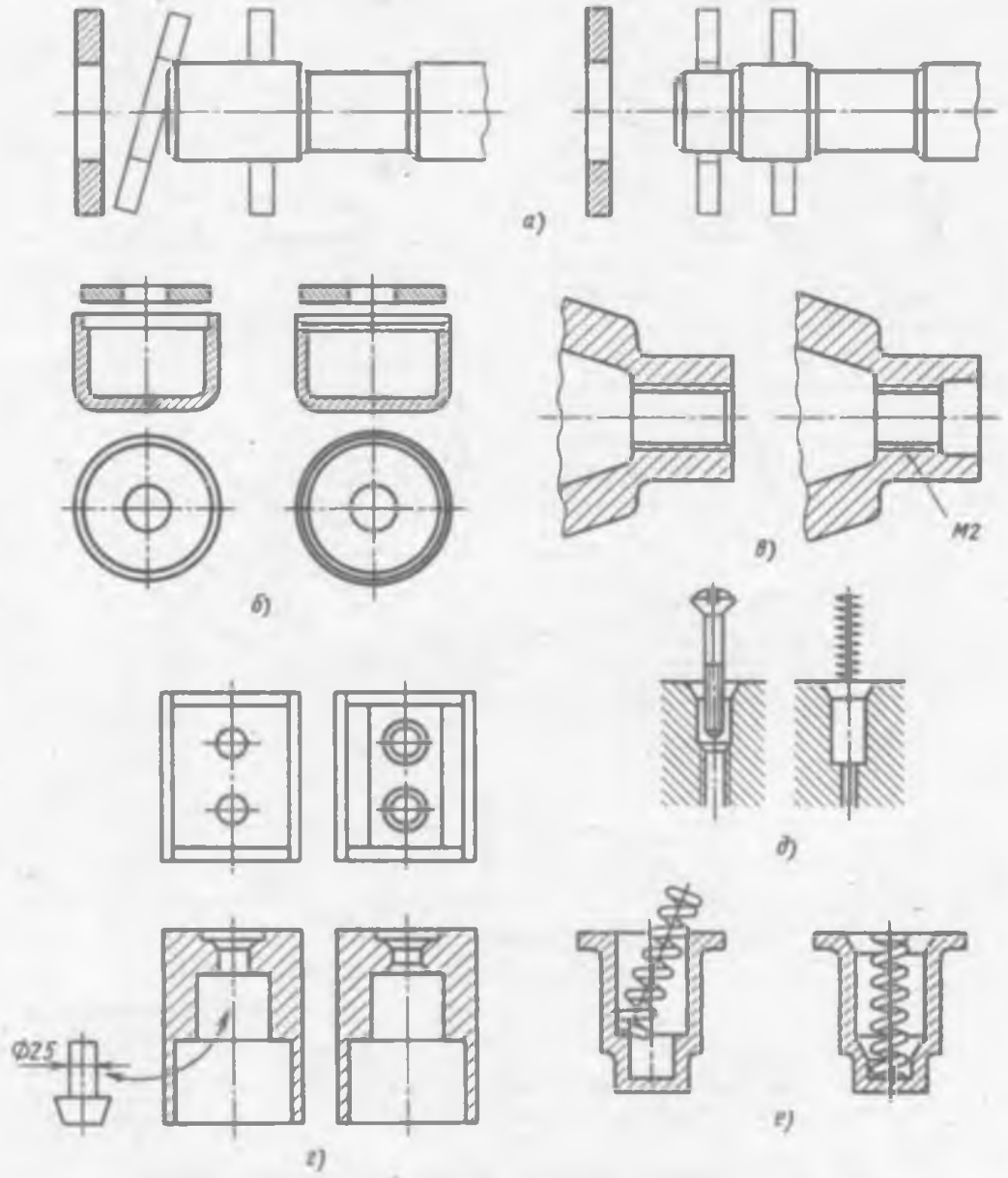


Рис. 20.49. Дополнительные направляющие элементы

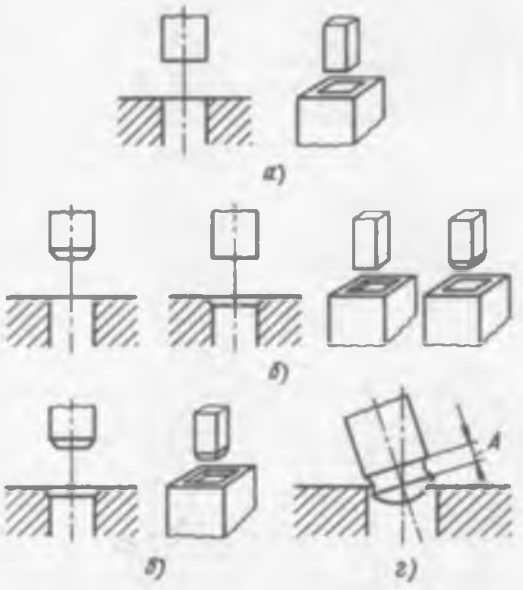


Рис. 20.50. Выполнение фасок на цилиндрических и призматических деталях

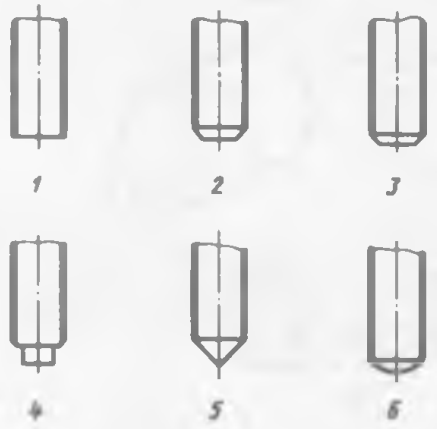


Рис. 20.51. Выполнение фасок на резьбовых деталях

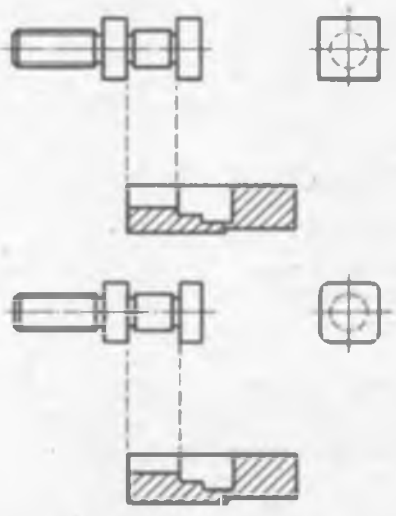


Рис. 20.52. Радиусные поверхности в роли направляющих элементов

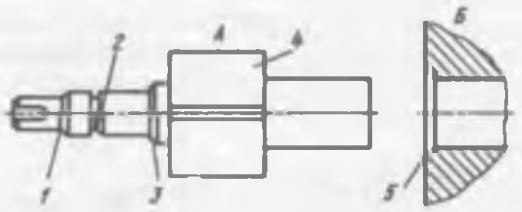


Рис. 20.53. Варианты исполнения ротора и статора лопастного гидронасоса

рис. 20.51, 20.53) или направляющими элементами: проточками (рис. 20.49, *а*, *в*; рис. 20.50, *г*), радиусами (рис. 20.52) и т. п. Фаски обеспечивают лучшее направление сопрягаемых деталей на сборочной позиции автомата.

Кольцевая проточка *А* за фаской (рис. 20.50, *г*) помогает избежать заклинивания деталей при сопряжении с малым зазором (менее 0,10 мм). На рис. 20.51 показаны возможности точного базирования и самоцентрирования винтов с различной формой фаски. Условные оценки выглядят так: *1* — плохо; *2* — удовлетворительно; *3* и *4* — хорошо; *5* и *6* — очень хорошо. На рис. 20.53 условно показаны старая (сверху) и новая (внизу) конструкции ротора *А* и статора *Б* лопастного гидронасоса. Поясним цифровые обозначения:

1 — фаска выполнена на всю глубину так, чтобы ступенька не помешала сборке;

2 — ступенька заменена на фаску, чтобы случайно не упереться в корпус гидронасоса;

3 — фаска увеличена для облегчения установки сальника;

4 — фаска не нужна, чтобы не нарушить вакуум в камере;

5 — ступенька заменена на фаску, чтобы исключить несобираемость статора и ротора (по расточке под подшипник).

Несцепляющиеся детали. Детали должны быть удобны для транспортирования, иметь направляющие поверхности, дополнительные конструктивные элементы и определенное сочетание размеров и массовых характеристик, чтобы при выдаче из вибробункеров, перемещении по лоткам, желобам, скатам, лазам, рельсам они не запутывались (рис. 20.54), не задирались (рис. 20.55, 20.56), не сцеплялись (см. рис. 20.59, *б*), не опрокидывались (см. рис. 20.59, *в*), не переворачивались (см. рис. 20.59, *г*), не пакетировались (рис. 20.58, *а*; 20.59, *а*).

Действительно, большие трудности создаются при выдаче из бункеров спиральных пружин (рис. 20.54, *ж*, *з*), разрезных колец (рис. 20.54, *д*) и пружинных шайб с большим зазором в замке (рис. 20.54, *е*).

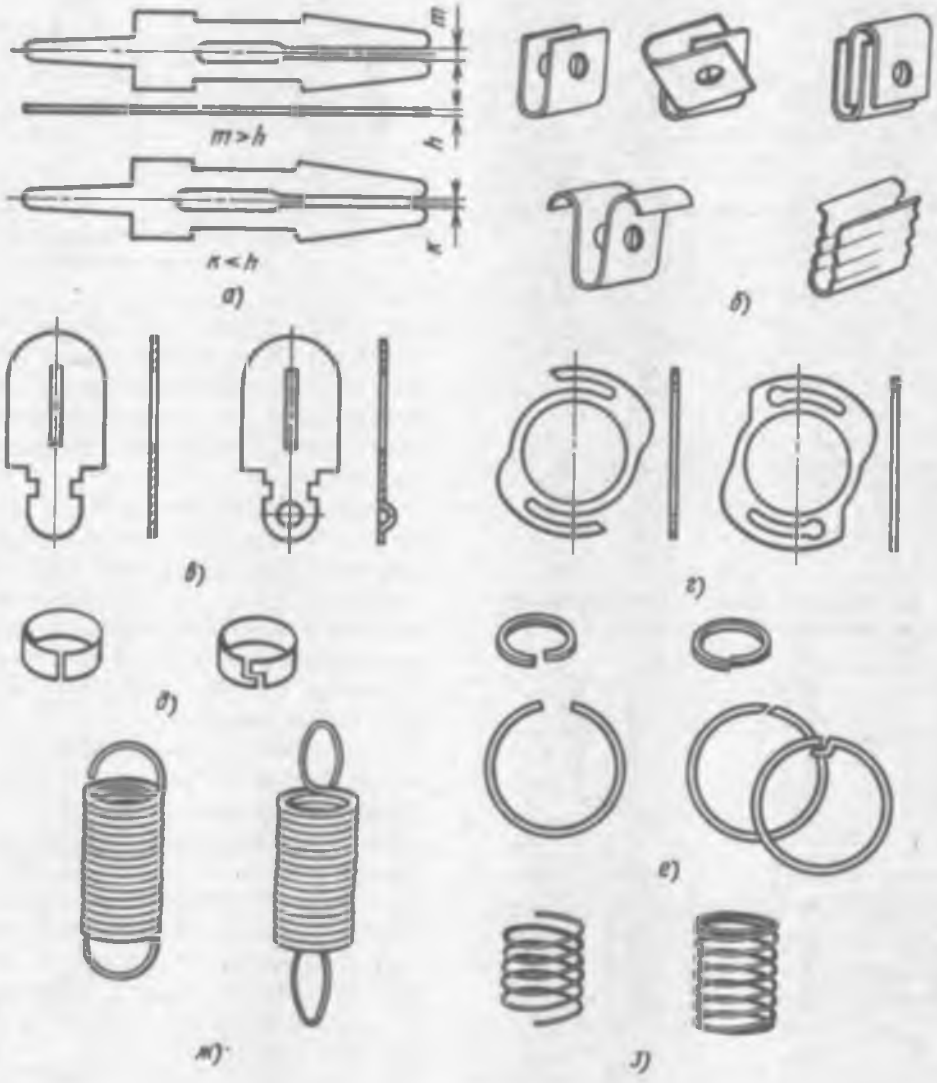


Рис. 20.54. Примеры конструктивного устранения запутывания деталей

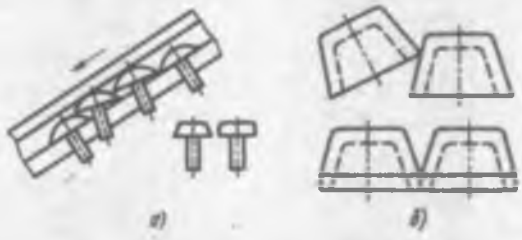


Рис. 20.55. Примеры конструктивного устранения возможности застопоривания деталей



Рис. 20.56. Конструктивное устранение возможности застопоривания плоских деталей

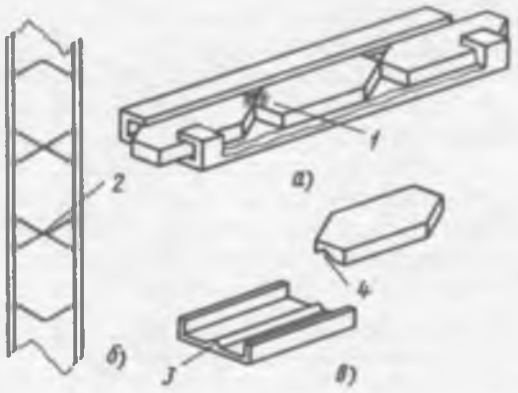


Рис. 20.57. Устранение заклинивания деталей

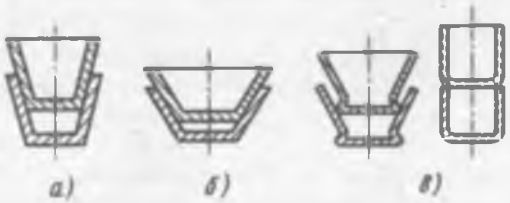


Рис. 20.58. Устранение пакетирования с заклиниванием

ранию при транспортировании; ее можно освободить от этого недостатка при небольшом изменении конструкции (рис. 20.56, *б*), где стрелкой *А* показано направление подачи деталей.

Детали с острыми кромками *1* (рис. 20.57, *а*) при перемещении по лотку могут заклиниваться, если на них не выполнить радиусы *2* (рис. 20.57, *б*) или центрирующие пазы *4* и выступы *3* (рис. 20.57, *в*). От пакетирования с заклиниванием детали типа колпачков (рис. 20.58, *а*) можно избавить путем выполнения ребер, замены конуса цилиндром (рис. 20.58, *в*) или размещением на дне выступа (рис. 20.59, *а*). Избежать заклиненного пакетирования можно, увеличив угол конуса (рис. 20.58, *б*). Избежать сцепляемости деталей (рис. 20.59, *б*) можно введением ребра-перемычки *1*. Положение центра тяжести *1* деталей (рис. 20.59, *в, г*) влияет не только на их пассивное транспортирование, но и на манипулирование роботами. Выполнение сквозного паза на детали (рис. 20.59, *д*) также упрощает подачу и ориентацию детали. Допустимое уменьшение массы деталей упрощает манипулирование ими.

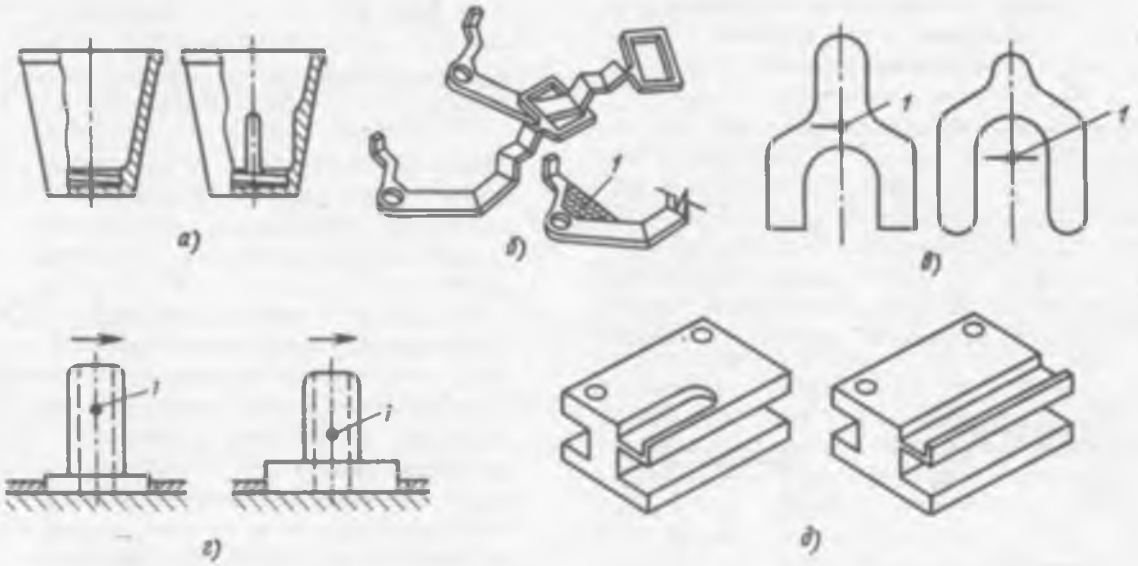


Рис. 20.59. Примеры конструктивного обеспечения надежного транспортирования деталей

Если торцовые витки не поджаты (рис. 20.54, *з*) или не замкнуты (рис. 20.54, *ж*), то при диаметре проволоки меньше промежутка между витками возможно взаимное сцепление пружин. На рис. 20.54, *а, б*; рис. 20.59, *б* и рис. 20.55 рекомендуемые конструкции показаны внизу, а на рис. 20.54, *в—з*; рис. 20.57, *а, б*; рис. 20.58 и рис. 20.59, *а, в, г, д* — справа. Деталь, приведенная на рис. 20.56, *а*, склонна к зади-

Стабилизация положения базовой детали при транспортировании. С этой целью для устойчивого базирования таких деталей используют либо подходящие функциональные поверхности, либо стабилизирующие элементы. Отливка (рис. 20.60, *а*) может опрокинуться при движении или при приложении сил при сборке. Внесение в конструкцию опорной лапки *1* стабилизирует ее положение. Тот же эффект достигается при обработ-

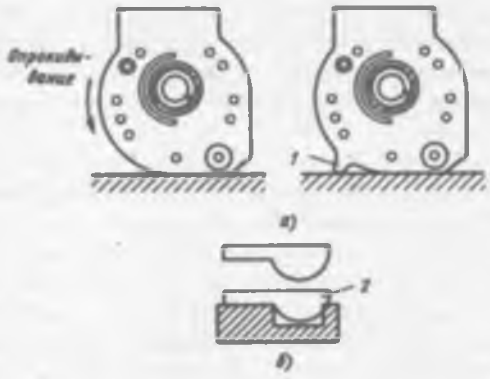


Рис. 20.60. Стабилизация положения детали

ке опорной площадки на сферической поверхности детали *2*, показанной на рис. 20.60, *б*.

Подобные приемы экономят время на сборке, затрачиваемое на поддерживание неустойчивых элементов. Например, если следует транспортировать базовую деталь в положении, требуемом для сборочной операции, то это освобождает от лишнего манипулирования.

Выбор рациональных способов крепления и конструкций крепежных деталей

Исключение крепежных деталей. Это экономит время на сборку и упрощает конструкцию сборочных автоматов. Например, болтовое соединение крышки с корпусом может быть заменено запрессовкой пластикового диска (рис. 20.61, *а*). Вместо металлической резьбовой пробки можно использовать пробку из пластика, которая вставляется с натягом

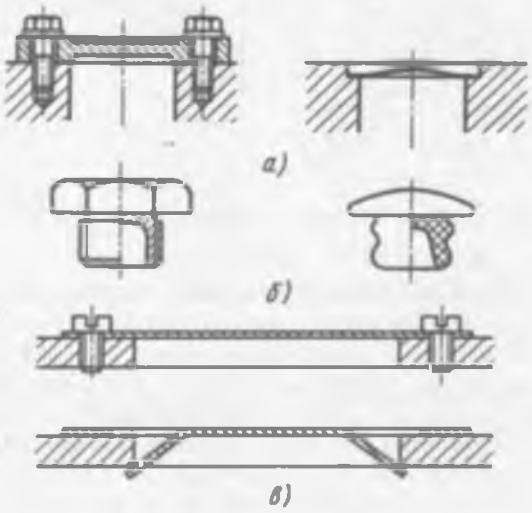


Рис. 20.61. Примеры исключения из конструкций крепежных деталей

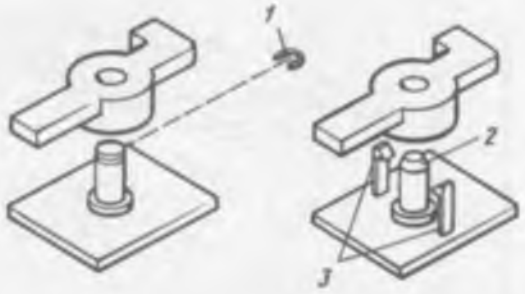


Рис. 20.62. Исключение малой крепежной детали в конструкции поворотного рычага

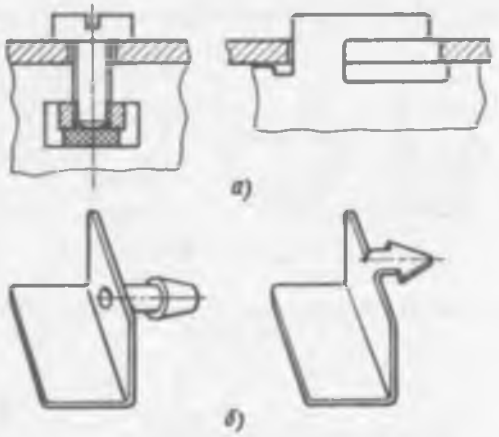


Рис. 20.63. Примеры исключения мелких крепежных деталей

(рис. 20.61, *б*). Окно в корпусной детали может быть закрыто пластиной с двумя загнутыми мембранами, полученными высадкой, вместо винтового соединения (рис. 20.61, *в*).

Исключение мелких крепежных деталей позволяет избежать технологических трудностей, связанных с подачей и манипулированием деталями малого размера. На рис. 20.62 показано, как можно заменить С-образную замковую шайбу со стопорной скобой *1*, удерживающую поворотный рычаг, на две защелки *3*. При этом на центральной оси выполняют заходную фаску *2*. Сборка существенно упрощается. Тот же эффект получен в результате замены специального узла крепления (рис. 20.63, *а*) на фигурную шпонку при креплении пластинчатого кожуха к корпусной детали. Вместо штифта с конической головкой (рис. 20.63, *б*) для закрепления уголка можно использовать стреловидный замок, выполненный заодно с уголком.

Совмещение технологических операций получения крепежных деталей и их сборки

Перспективны соединения, осуществляемые резьбообразующими винтами. Традиционно

заклепками соединяют детали после выполнения в них отверстий. Если детали изготовлены из листового материала, то при автоматизированной сборке возможна пробивка отверстий самой заклепкой. По возможности рекомендуется использовать способы клепки без вставных заклепок. При этом в нижнем листе делается просечка отверстия, а в верхнем выдавливается углубление, образующее замыкающую головку заклепки.

При использовании винтов необходимо сводить до минимума число винтов в сборке, типов головок винтов, форм резьбы винтов, диаметров резьбы винтов, винтов различной длины.

При замене способов крепления для условий автоматизированной сборки необходимо учитывать следующее [7].

1. Сборка резьбовых соединений в условиях автоматизации сложнее, чем сборка клепкой.

2. При использовании отдельных видов сварки и пайки сборка проще, чем при клепке.

3. Применение винтовых соединений, когда винты ввертываются в резьбовые отверстия соединяемых деталей, предпочтительнее болтовых соединений. Последние усложняют конструкцию сборочных автоматов, так как нужны бункерные устройства для болтов, шайб и гаек, а также соответствующие ориентирующие и подающие устройства. Кроме того, при сборке необходимо поддерживать болт от провертывания и выпадания.

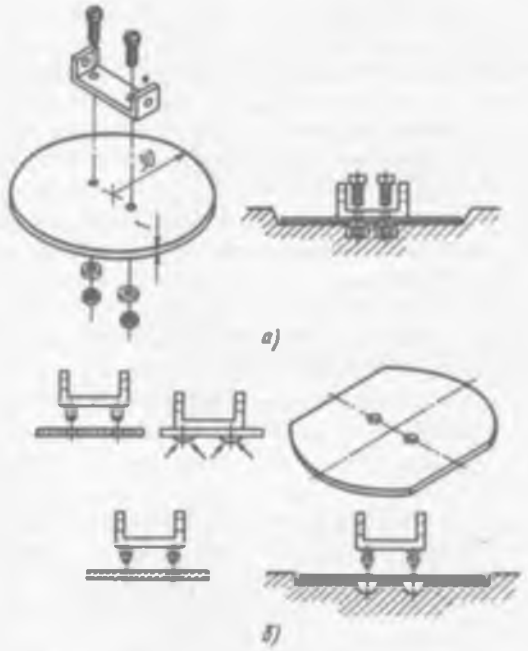


Рис. 20.64. Узел крепления кронштейна:
а — старый вариант; *б* — новый вариант

4. Неудобны при автоматизированной сборке валов шпоночные соединения. Их желательно заменять шлицевыми или соединениями с гарантированным натягом.

5. Сборка упрощается при использовании разрезных стопорных колец для фиксации подшипников качения и других деталей в осевом направлении на шейках валов и в расточках корпусных деталей вместо установки шайб с винтами и фиксирующих гаек.

Автоматизированная сборка на поточных линиях выполняется с жестким темпом работы, поэтому технология выполнения соединений не должна быть связана с продолжительными процессами (охлаждением нагретых деталей, сушкой, полимеризацией клеев и пластмасс). Несоблюдение этого условия нарушает синхронизацию переходов сборки и приводит к необходимости включать в поток дополнительные участки конвейеров (сушильных устройств), на которых эти процессы протекают положенное время.

Изменения конструкции узла крепления кронштейна под автоматизированную сборку в соответствии с рассмотренными выше рекомендациями и правилами показаны на рис. 20.64.

Обеспечение норм точности деталей для автоматизированной сборки

Автоматизированное сборочное оборудование, не обладающее обратной связью (т. е. незамкнутые системы), требует по сравнению с ручной сборкой более жестких допусков на изготовление деталей собираемых изделий. Зачастую это уменьшение допусков диктуется только технологическими условиями автоматизированной сборки, а не функциональными требованиями к изделию. Это приводит к удорожанию производства, хотя и в ряде случаев улучшает качество изделий. Условия автоматической сборки электрода для ЭКГ сердца, например, потребовали двукратного уменьшения допуска на высоту кольца *5* (см. рис. 20.31, *б*) от $\pm 0{,}2$ до $\pm 0{,}1$ мм.

Очень важно соблюдать соответствие допусков размеров технологическим возможностям обработки деталей. Для этого необходимо проведение серии измерений деталей, накопление опытно-статистических данных и определение по этим данным характеристик рассеяния размеров деталей. Технологичность конструкции изделия следует оценивать не изолированно, а комплексно с учетом изготовления заготовок, механической обработки и контроля, стремясь получить наименьшую трудоемкость и себестоимость изготовления в целом.

При размерно-технологическом анализе ведущий конструктор устанавливает:

требования точности относительного расположения деталей и сборочных единиц;

окончательную схему компоновки машин;

предварительные значения допусков на изготовление деталей и сборочных единиц машины;

методы достижения точности при общей сборке машины.

Узлы и детали можно компоновать в машине по различным схемам, каждая из которых имеет свои достоинства и недостатки (табл. 20.1).

Наиболее просто автоматизировать сборку, основанную на методе полной взаимозаменяемости. Этот принцип легче выдержать при малозвенных размерных цепях. При данном методе сборка наиболее проста, однако ужесточаются допуски на детали, а себестоимость изделия возрастает. Другие методы сборки принципиально возможны, но их осуществление связано с техническими трудностями.

20.1. Методы расчета размерных цепей и виды автоматической сборки [5]

Метод	Вид	Пригодность для автоматической сборки
Полной взаимозаменяемости	С полной взаимозаменяемостью	Пригодна, необходимо встраивание в технологическую систему устройств контроля наличия и положения сборочных компонентов, требуется обоснование целесообразности применения
Неполной взаимозаменяемости	С неполной взаимозаменяемостью	Пригодна, необходимо встраивание в технологическую систему сборки устройств контроля наличия и положения сборочных компонентов с отклонениями, превышающими допустимые, блокировок
Групповой взаимозаменяемости	Селективная, основанная на: групповой селекции	Пригодна, возможно образование продукции незавершенного производства
	индивидуальной селекции, в том числе с оптимизированным подбором	Пригодна, требует сложной системы управления, контроля, складирования
Пригонки	С индивидуальной пригонкой	Пригодна для прецизионных пар и высокоточных изделий, требует встраивания в технологическую систему сборки контрольно-измерительных приборов, обрабатывающего инструмента, создания сложной системы управления
Регулирования	С бесступенчатым изменением замыкающего звена размерной цепи (выходного параметра изделия)	Пригодна, требует встраивания в технологическую систему сборки контрольно-измерительных приборов, устройств регулирования, создания сравнительно сложной системы управления
	С вводом деформируемых компенсаторов	Пригодна
	С подбором компенсаторов	Ограниченно пригодна, требует встраивания в технологическую систему сборки контрольно-измерительных устройств, создания сложной системы управления
	С регулированием силового замыкания	Пригодна, затруднено исполнение механической системы сборки

Сборка по методу групповой взаимозаменяемости с предварительной сортировкой деталей на размерные группы реже встречается в автоматизированном производстве. Ее применяют при повышенных требованиях к точности замыкающих звеньев размерных цепей. Сборочные машины в этом случае усложняются, так как для каждой размерной группы деталей необходимы отдельные бункеры или магазины. Технологическая схема работы машины и система управления также усложняются. Однако этот метод предусматривает разделение деталей на размерные группы только по одному параметру. Когда же детали в сборке сопрягаются одновременно по нескольким поверхностям и точность их сборки определяется несколькими параметрами, применяют метод оптимизированного подбора [14]. Допустимость спаривания деталей, не только принадлежащих к группам, имеющим одинаковый номер, но и деталей близлежащих групп, и составляет сущность оптимизированного подбора с помощью ЭВМ.

Сборка по методу регулирования принципиально возможна и допустима при наличии сложных многозвенных размерных цепей. Сборочная машина при этом усложняется введением устройств для проверки выдерживаемого размера и установки регулируемого или жесткого компенсатора.

Выполнение пригонок на сборочной машине нецелесообразно. Они нарушают темп работы и усложняют исполнительные устройства. При необходимости пригонку следует делать вне автоматической линии, а на сборку детали должны подаваться в спаренном виде.

Сборка по методу неполной взаимозаменяемости в условиях автоматизации является наиболее приемлемой альтернативой сборке по принципу полной взаимозаменяемости, снижающей трудоемкость и себестоимость изготовления в целом. Однако сборочная машина усложняется в результате введения устройств контроля выдерживаемых размеров и удаления малого процента несобранных узлов, у которых замыкающее звено размерной цепи выходит за поле допуска. Эти узлы подвергают дополнительной (ручной) сборке.

Обеспечение точности сборки соединений с избыточными связями и вариацией положения участков контакта

Наличие значительного и систематически количественно повторяющегося отхода в брак собранных изделий в условиях массового и крупносерийного производства может быть следствием двух причин:

несоблюдение установленных допусков при механической обработке деталей; появление брака на сборке по этой причине маловероятно, если существует 100%-ный контроль деталей ОТК;

допуски, указанные в конструкторской документации на ответственные элементы деталей, таковы, что при определенном сочетании размеров деталей возможен выход конечных параметров точности изделия за установленные пределы.

Следовательно, первоочередной задачей, которая должна быть решена в общей проблеме повышения точности сборки изделий такого класса, является задача установления допусков на их элементы исходя из условий взаимозаменяемости. Эта на первый взгляд простая задача при решении ее на основе традиционного подхода, использующего решение сборочных размерных цепей в которых замыкающими звеньями являются выходные параметры точности изделия. Но она серьезно осложняется неопределенностью базирования сопрягаемых деталей. Неопределенность базирования, вызванная наличием избыточного количества базирующих поверхностей в соединении деталей друг с другом, не позволяет пользоваться традиционными приемами расчета размерных цепей, в которых связь между замыкающим размером и составляющими размерами описывается с помощью единого уравнения. Подобное затруднение возникает и при непостоянстве значений коэффициентов приведения в уравнении размерной цепи.

Расчет точности сборки с вариацией положения участков контакта в пределах одной поверхности. Уравнение размерной цепи сборочного комплекта (соединения) в большинстве случаев имеет вид

$$y_\Delta = \sum_{j=1}^{n} \xi_j x_j , \qquad (20.1)$$

где y_Δ — замыкающий размер; ξ_j — коэффициент приведения j-го составляющего размера; x_j — j-й составляющий размер.

Уравнение (20.1) можно использовать в том случае, когда коэффициенты приведения ξ_j строго постоянны или практически постоянны. Однако постоянство передаточных отношений возможно лишь при постоянстве положения участков контакта (поверхностей, линий, точек) соединяемых деталей, что не всегда имеет место. При значительном изменении

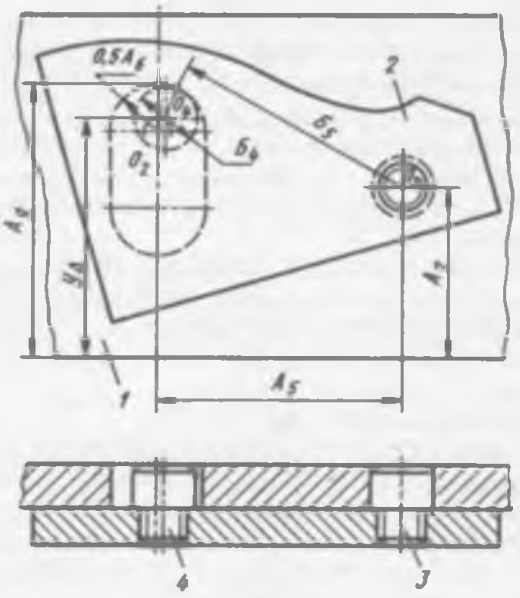


Рис. 20.65. Соединение клина с корпусом

положения участков контакта в пределах одних и тех же соприкасающихся поверхностей коэффициенты приведения изменяются весьма сильно, причем не только в функции от изменения рассматриваемого j-го составляющего размера в пределах поля его допуска, но также и в зависимости от фактического значения других составляющих размеров.

Примером соединения, для которого не удается использовать уравнение (20.1), является представленное на рис. 20.65 соединение клина *2* вязальной головки круглочулочного автомата с корпусом *1* [3]. Клин *2* с ввинченными в него пальцами *3* и *4* поворачивается под действием рычагов управлении вокруг оси пальца *3*. При этом линия контакта пальца *4* и полуцилиндрической поверхности паза в корпусе располагается на различных участках полуцилиндрической поверхности паза в зависимости от фактических значений составляющих размеров. Центр O_4 пальца *4*, представляющий проекцию его оси на плоскость чертежа, находится в точке пересечения окружности радиуса $Б_5$ с центром в точке O_3 и окружности радиуса $(A_6-Б_4)/2$ с центром в точке O_4.

Координата центра O_4 пальца *4*, определяющая положение клина по высоте,

$$y_A = A_9 - \frac{A_6}{2} + \frac{(0{,}5A_6+A_7-A_9)\times}{2\left[(0{,}5A_6+\right.} \cdots \rightarrow$$

$$\rightarrow \cdots \frac{\times\left[0{,}25(A_6-Б_4)^2+A_5^2-Б_5^2+(0{,}5A_6+A_7-\right.}{\left.+A_7-A_9)^2+\right.} \cdots \rightarrow$$

$$\rightarrow \cdots \frac{\left.-A_9)^2\right]}{\left.+A_5^2\right]} + \frac{A_5\sqrt{(A_6-Б_4)^2\left[A_5^2+\right.}}{\left[(0{,}5A_6+\right.} \cdots \rightarrow$$

$$\rightarrow \cdots \frac{}{+(0{,}5A_6+A_7-A_9)^2-0{,}25(A_6-Б_4)^2-} \cdots \rightarrow$$

$$\rightarrow \cdots \frac{}{+A_7-A_9)^2+} \cdots \rightarrow$$

$$\rightarrow \cdots \frac{}{\left.-Б_5^2+A_5^2+(0{,}5A_6+A_7-A_9)^2\right]} \cdots \rightarrow$$

$$\frac{}{\left.+A_5^2\right]^2} \qquad (20.2)$$

Коэффициенты приведения составляющих размеров рассматриваемой цепи весьма значительно меняют свое значение в зависимости от изменения рассматриваемого размера, а также в зависимости от изменения других составляющих размеров. Это хорошо видно из рис. 20.66, на котором представлен график изменения коэффициента приведения $\xi_5 = \partial y_\Delta / \partial Б_5$ при различных значениях A_5.

Значительное непостоянство коэффициентов приведения не дает возможности пользоваться приведенным ниже общепринятым уравнением для определения практически предельных значений замыкающего размера:

$$y_{\Delta\max\atop(\min)} = \left[\sum_{j=1}^{n}\xi_j\left(N_j+E_{cj}+\alpha_j\frac{T_j}{2}\right)-\alpha_\Delta\frac{T_\Delta}{2}\right]+(-)$$

$$+(-)\frac{0{,}5}{\lambda_\Delta}\sqrt{\sum_{j=1}^{n}\xi_j^2\lambda_j^2T_j^2}, \qquad (20.3)$$

где $y_{\Delta\max\atop(\min)}$ — наибольшее и наименьшее практически предельные значения замыкающего размера; T_Δ, α_Δ, λ_Δ — соответственно допуск, коэффициент относительной асимметрии и относительное среднее квадратическое отклонение замыкающего размера; N_j, T_j, α_j, λ_j, E_{cj} — соответственно номинальное значение, допуск, коэффициент относительной асимметрии, относительное среднее квадратическое отклонение, среднее отклонение j-го

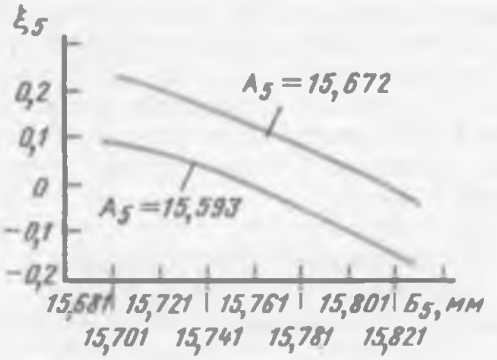


Рис. 20.66. Зависимость коэффициента приведения ξ_5 от $Б_5$ при различных значениях A_5

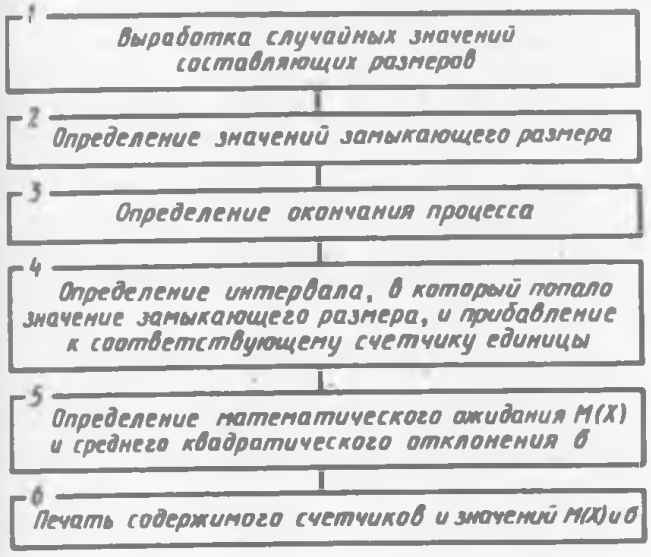


Рис. 20.67. Схема программы для отыскания численности интервалов группирования значений замыкающего размера (связь между замыкающим и составляющими размерами описывается с помощью единого уравнения)

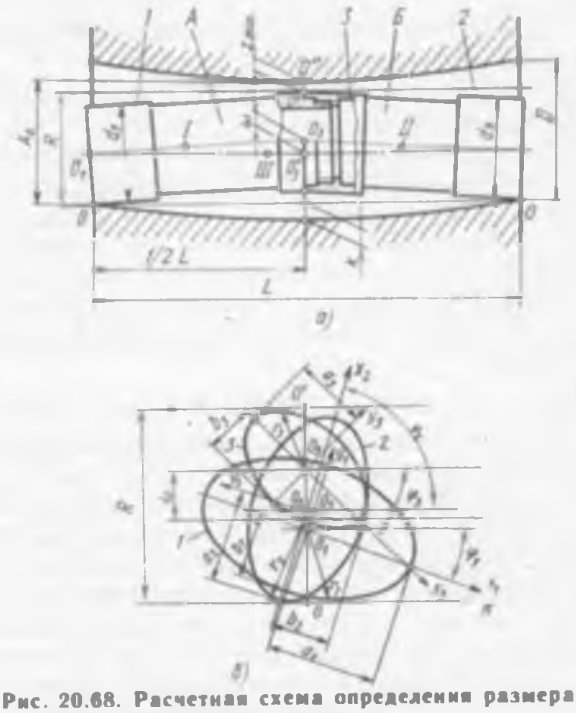


Рис. 20.68. Расчетная схема определения размера вхождения изделия:

а — сборка изделия и трубы реального профиля; *б* — совмещенное изображение нормальных сечений центрирующих утолщений *1, 2, 3*

составляющего размера; ξ_j — коэффициент приведения j-го составляющего размера.

Более подробные сведения о традиционных методах расчета размерных цепей приведены в работах П. Ф. Дунаева [4]. Однако практически предельные значения замыкающего размера можно определить, не пользуясь коэффициентами приведения ξ_j, входящими в уравнение (20.3), а прибегнув к статистическому моделированию на ЭВМ методами Монте-Карло, Доступова или Чернецкого.

Поясним общий порядок решения методом статистических испытаний (метод Монте-Карло). Для осуществления процесса моделирования все составляющие размеры вводят в программу как случайные числа по заданному (приближенный вариант расчета допусков) или экспериментально найденному (точный вариант расчета) закону в пределах полей их допусков. После этого осуществляется многократное определение значений замыкающего размера y_Δ с помощью уравнения типа (20.2). Результаты моделирования при каждой повторной реализации направляются в интервалы группирования, на которые разбито ожидаемое поле значений величины y_Δ. Счетчики интервалов выводят результаты моделирования на печать, что дает возможность построить полигон распределения значений замыкающего размера и с принятой доверительной вероятностью определить значения $y_{\Delta max}$ и $y_{\Delta min}$. Число повторных реализаций на ЭВМ следует принимать равным не менее чем одной тысяче, так как это повысит точность установления границ области значений замыкающего размера. На рис. 20.67 приведена схема программы для отыскания вероятностей в интервалах группирования значений замыкающего размера и последующего нахождения $y_{\Delta max}$ и $y_{\Delta min}$.

Для сравнения рассмотрим пример моделирования, решенный методом Чернецкого. Основным функциональным назначением сборочного комплекта, состоящего из двух цилиндров *А* и *Б* длиной *L* (рис. 20.68, *а*), соединенных по резьбе, пояску и торцу, является свободное вхождение в отверстие длиной $2L$ и диаметром D, имеющее прогиб k оси и диаметр A_0 цилиндра нулевой кривизны. Реальные оси *I* и *II* (линии O_1O_3 и O_2O_3, соединяющие центры краевых сечений наружных цилиндрических поверхностей *1, 2, 3*) цилиндров *А* и *Б*, свинченных до упора торцов, обычно не совпадают с номинальной (базовой) осью *III* сборочного комплекта (линия $O_1O_3O_2$, являющаяся общей осью двух разнесенных наружных цилиндрических поверхностей *1* и *2*). В общем случае из-за погрешностей изготовления и сборки реальная ось сборочного комплекта занимает положение $O_1O_3O_2$. Для обеспечения основного функционального назначения к деталям

рассматриваемого типа предъявляют следующие требования:

диаметры поверхностей *1, 2, 3* должны удовлетворять условию: $d_1, d_2, d_3 < D$;

изогнутость ω оси наружной поверхности сборочного комплекта не должна превышать допустимого значения.

Результирующим размером, характеризующим возможность вхождения сборочного комплекта, является величина R, позволяющая определить зазор z между ними и отверстием:

$$z = D - 2k - R. \qquad (20.4)$$

Если выполняется неравенство $z > 0$, то вхождение гарантировано.

Для обеспечения надежности функционирования комплектов при анализе случайной величины R необходимо учитывать не только погрешности размеров поверхностей *1, 2, 3* и изогнутость ω оси, но и отклонения формы тех же поверхностей, причем все перечисленные параметры имеют случайный характер.

В целях удобства получения расчетной формулы для R краевые диаметральные сечения поверхностей *1* и *2* комплекта параллельно перенесены в диаметральную плоскость среднего сечения поверхности *3*, проходящую через точки O', O_3, O_3^* (рис. 20.68, *б*). Точки O_1, O_2, O_3 — проекции геометрических центров диаметральных крайних и среднего сечений поверхностей *1, 2* и *3* на эту плоскость.

Предположим, что базовая ось *III* комплекта проходит через точку O_3^* и делит отрезок O_1O_2 пополам. Тогда результирующий размер

$$R = |OO'| = 0{,}5\left[|O_1O| + |O_2O|\right] + |O_3O'| + \omega. \qquad (20.5)$$

Для удобства математических преобразований вид отклонения от круглости поперечного профиля поверхностей *1, 2, 3* будем предполагать овальностью, а каждый из овалов, полученных в сечениях, принимаем эллипсом с полуосями a_i и b_i, где a_i — большая, а b_i — малая полуоси. Вводя углы $\varphi_i (0 \leqslant \varphi_i \leqslant \pi/2)$ между большими полуосями эллипсов и базовой касательной плоскостью *II*, от которой отсчитывается размер R, получим его выражение как функцию параметров эллипсов a_i, b_i и углов φ_i, где $i = 1, 2, 3$.

Используя уравнение касательной к эллипсу, получим

$$x\cos t + y\sin t - a_i b_i = 0, \qquad (20.6)$$

где x, y — текущие координаты; t — значение параметра в параметрическом уравнении эллипса.

Определим расстояние от центра первого эллипса, точки O_1, до касательной *II*, которое равно модулю отрезка O_1O:

$$|O_1O| = \frac{a_1 b_1}{\sqrt{a_1^2\sin^2 t_0 + b_1^2\cos^2 t_0}}, \qquad (20.7)$$

где a_1, b_1 — полуоси первого эллипса; t_0 — значение параметра в точке касания O эллипса с базовой плоскостью *II*. При этом угол φ_1 и параметр t_0 связаны условием

$$a_1 \operatorname{tg}\varphi_1 + b_1 \operatorname{ctg} t_0 = 0. \qquad (20.8)$$

Из уравнений (20.7) и (20.8) получим

$$|O_1O| = \sqrt{a_1^2\sin^2\varphi_1 + b_1^2\cos^2\varphi_1}. \qquad (20.9)$$

Аналогичным образом были найдены расстояния O_2O и O_3O'.

Следовательно, с учетом уравнений (20.5) и (20.9)

$$R = 0{,}5\left(\sqrt{a_1^2\sin^2\varphi_1 + b_1^2\cos^2\varphi_1} + \sqrt{a_2^2\sin^2\varphi_2 + b_2^2\cos^2\varphi_2}\right) + \sqrt{a_3^2\sin^2\varphi_3 + b_3^2\cos^2\varphi_3} + \omega \qquad (20.10)$$

Используя полярное уравнение эллиптического контура и учитывая, что овальность контура $\delta_{ов_i} = a_i - b_i$, можно представить, что

$$a_i = \rho_{max_i} = r_i + 0{,}5\delta_{ов_i};$$
$$b_i = \rho_{min_i} = r_i - 0{,}5\delta_{ов_i}, \qquad (20.11)$$

где r_i — средний радиус профиля.

Тогда выражение (20.10) с учетом зависимостей (20.11) примет вид

$$R = 0{,}5\left[\sqrt{(r_1 + 0{,}5\delta_{ов1})^2\sin^2\varphi_1 + (r_1 - 0{,}5\delta_{ов2})^2\cos^2\varphi_1} + \sqrt{(r_2 + 0{,}5\delta_{ов2})^2\sin^2\varphi_2 + (r_2 - 0{,}5\delta_{ов2})^2\cos^2\varphi_2}\right] + \sqrt{(r_3 + 0{,}5\delta_{ов3})^2\sin^2\varphi_3 + (r_3 - 0{,}5\delta_{ов3})^2\cos^2\varphi_3} + \omega \qquad (20.12)$$

Анализ полученной зависимости (20.12) показывает, что размер R является функцией десяти векторных и скалярных случайных величин, из которых семь линейных и три угловых. Возникает задача получения вероятностных характеристик и практически предельных значений случайной величины R, решение которой позволит обоснованно назначить допуски на значения R и z_{min}.

Отклонения диаметров поверхностей цилиндров *А* и *Б* в рассматриваемых сечениях от их номинальных значений носят случайный характер. Учитывая, что основной погрешностью формы этих сечений является овальность

ность, размеры полуосей эллипсов (овалов), в свою очередь, тоже являются случайными величинами, распределенными по закону Гаусса либо с заданными, либо определенными из опытных данных выборочными средними и средними квадратическими отклонениями. Можно предположить, что изогнутость оси ω как существенно положительная величина распределена по закону Релея-Максвелла, а величины φ_1, φ_2, φ_3 — по закону равной вероятности в интервале от 0 до $\pi/2$.

Возникает задача получения вероятностных характеристик случайной результирующей величины R, нелинейно зависящей от перечисленных случайных входных величин. Известны несколько численных методов нахождения статистических характеристик нелинейных функций от случайных величин. Наиболее простую вычислительную схему имеют алгоритмы, построенные на основе метода Монте-Карло (см. рис. 20.67; 20.78). Несмотря на присущую этому методу универсальность, он имеет ряд недостатков. Основной из них — проведение большого числа вычислений реализаций выходной величины для достижения приемлемой точности результата. В рассматриваемом случае моделирование данным методом осложнено тем, что число входных случайных величин равно десяти. Это потребовало бы большого машинного времени. Существуют более экономичные методы: метод Доступова и интерполяционный метод Чернецкого, являющийся более общим и точным за счет оптимального выбора узлов интерполирования (узлов типа Чебышева) [6, 8]. Для решения размерных цепей изделий этот метод ранее не применяли.

При методе Чернецкого для удобства практических расчетов необходимо преобразовать исходные случайные величины в зависимости от заданных законов распределения в ту или иную стандартную форму. Так, нормальные случайные величины a_i и b_i ($i=1, 2, 3$) преобразуем к виду

$$a_i = \bar{a}_i + \lambda_i \sigma_i , \qquad (20.13)$$

где $\bar{a}_i$ — среднее значение a_i; λ_i — стандартная нормальная величина; σ_i^2 — дисперсия a_i.

Величины φ_1, φ_2, φ_3, распределенные равномерно на отрезке $[0; \pi/2]$, преобразуем к стандартным, равномерно распределенным случайным величинам λ_7, λ_8, λ_9 в интервале $[-1; 1]$:

$$\varphi_i = \frac{\pi}{4}(\lambda_i + 1), \qquad (20.14)$$

где $i=7, 8, 9$.

Величину ω, распределенную по закону Релея-Максвелла, функция которого имеет вид

$$F(\omega) = 1 - e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{\omega}{\sigma_{10}}\right)^2}, \qquad (20.15)$$

где σ_{10} — среднее квадратическое отклонение ω, преобразуем к случайной величине λ_{10}, приняв в качестве стандартного распределения показательный закон, характеризующийся функцией распределения:

$$F(\lambda_{10}) = 1 - e^{-\lambda_{10}}. \qquad (20.16)$$

С учетом того, что $F(\lambda_{10}) = F(\omega)$, и уравнений (20.15) и (20.16) получим

$$\omega = \sigma_{10}\sqrt{2\lambda_{10}}. \qquad (20.17)$$

После приведения случайных величин к стандартному виду можно записать формулы для расчета вероятностных характеристик выходной результирующей величины R интерполяционным методом. При этом формула (20.12) с помощью формул преобразований (20.13) — (20.17), входящих в нее случайных величин и после подстановки обозначений, принятых в табл. 20.2, примет вид расчетной зависимости, используемой при интерполяционном методе статистического моделирования:

$$R = \frac{1}{2}\Bigg[\sqrt{\left(\bar{r}_1 + \lambda_1\sigma_1\sqrt{2} + \frac{1}{2}\sigma_4\sqrt{2\lambda_4}\right)^2 \times \sin^2\varphi_1 + \left(\bar{r}_1 + \lambda_1\sigma_1\sqrt{2} - \frac{1}{2}\sigma_4\sqrt{2\lambda_4}\right)^2 \cos^2\varphi_1} + \sqrt{\left(\bar{r}_2 + \lambda_2\sigma_2\sqrt{2} + \frac{1}{2}\sigma_5\sqrt{2\lambda_5}\right)^2 \sin^2\varphi_2 + \left(\bar{r}_2 + \lambda_2\sigma_2\sqrt{2} - \frac{1}{2}\sigma_5\sqrt{2\lambda_5}\right)^2 \cos^2\varphi_2}\Bigg] + \sqrt{\left(\bar{r}_3 + \lambda_3\sigma_3\sqrt{2} + \frac{1}{2}\sigma_6\sqrt{2\lambda_6}\right)^2 \sin^2\varphi_3 + \left(\bar{r}_3 + \lambda_3\sigma_3\sqrt{2} - \frac{1}{2}\sigma_6\sqrt{2\lambda_6}\right)^2 \cos^2\varphi_3} + \sigma_7\sqrt{2\lambda_7}. \qquad (20.18)$$

На этом этап подготовки исходных данных для статистического моделирования считается завершенным.

Опишем кратко алгоритм моделирования на ЭВМ замыкающего размера сборочной размерной цепи рассматриваемым методом.

1. Формирование исходных данных. Вводят в память ЭВМ значения параметров λ_k, ρ_k, $\bar{r}_i$, σ_i, φ_i из табл. 20.2.

2. Вычисление R_{max} и R_{min}. В данном случае вычисляют восемь значений размера R по формуле (20.18) при всех возможных сочетаниях углов φ_1, φ_2, φ_3 и конкретных значениях λ_k: $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = 0{,}707106781$; $\lambda_4 =$

20.2. Исходные данные для интерполяционного моделирования на ЭВМ

Случайная входная величина x_k	Закон распределения величины x_k	Оптимальный узел интерполирования	Табличное значение узла λ_k	Оптимальные веса ρ_i	Табличное значение веса ρ_k	Статистические характеристики					
						Выборочное среднее x_k	Численное значение x_k, мм		Среднее квадратическое отклонение σ_{x_k}	Численное значение [illegible], мм	
							Вариант 1	Вариант 2		Вариант 1	Вариант 2
r_1	Гаусса	λ_1	$+0{,}7071068$ $-0{,}7071068$	ρ_1	0,5	r_1	60,905	60,905	σ_1	0,0335	0,0335
r_2		λ_2		ρ_2		r_2	60,989	60,989	σ_2	0,0315	0,0315
r_3		λ_3		ρ_3		r_3	60,736	60,736	σ_3	0,0373	0,0373
$\delta_{ш1}$	Релея	λ_4	0,5857864 3,4142136	ρ_4	0,5	—			σ_4	0,0437	0,02
$\delta_{ш2}$		λ_5		ρ_5					σ_5	0,0068	0,0068
$\delta_{ш3}$		λ_6		ρ_6					σ_6	0,063	0,03
ω		λ_7		ρ_7					σ_7	0,06415	0,05
φ_1	Равной вероятности	λ_8	$\pm 0{,}5773503$	ρ_8	0,5	Интервал распределения φ_1, φ_2 и φ_3 от 0 до [illegible] рад					
φ_2		λ_9		ρ_8							
φ_3		λ_9		ρ_8							

$= \lambda_6 = \lambda_6 = \lambda_7 = 3{,}414213562$. Затем определяют R_{max} из восьми полученных значений. Далее находят R_{min} из восьми значений величины R, определенной по формуле (20.18), подсчитанных для всех сочетаний углов φ_1, φ_2, φ_3 и значениях λ_k: $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = -0{,}707106781$; $\lambda_4 = \lambda_5 = \lambda_6 = \lambda_7 = 0{,}585786438$.

3. Полученный интервал $[R_{min}; R_{max}]$ возможных значений случайной величины R разбивают на n интервалов (в данном случае $n = 15$), ограниченных точками:

$$r_0 = R_{min} < r_1 < \ldots < r_{n-1} < r_n = R_{max}.$$

4. Осуществляют перебор всех возможных сочетаний десяти независимых случайных величин: $\lambda_1, \ldots, \lambda_7, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$. При каждом их сочетании вычисляют случайную реализацию величины R по формуле (20.18). Общее число вариантов просчета выходной величины по теоретико-вероятностной модели

$$N = q_k^i,$$

где q_k — число узлов интерполирования; i — число независимых случайных величин.

5. В ходе моделирования подсчитывают частоты попадания реализаций величины R в каждый из n интервалов (при $1 \leqslant j \leqslant n$):

$$m_j = \sum_{k_1, \ldots, k_m} \left[\frac{1}{2} \left(1 - \frac{R - r_j}{|R - r_j|} \right) \frac{1}{2} \times \right.$$

$$\left. \times \left(1 + \frac{R - r_{j-1}}{|R - r_{j-1}|} \right) \right] \prod_{i=1}^{10} \rho_{k_i}.$$

Накопленные суммы по интервалам в конце общего цикла моделирования выдаются на печать. По ним можно построить полигон или гистограмму распределения R.

6. В конце цикла моделирования вычисляют математическое ожидание и дисперсию, по которой находят среднее квадратическое отклонение величины R.

Математическое ожидание

$$M(R) = \sum_{k_1, \ldots, k_m} R(\lambda_1, \ldots, \lambda_{10}) \prod_{j=1}^{10} \rho_{k_j},$$

где суммирование производится по всем индексам: $k_1 = \overline{1, q}, \ldots, k_m = \overline{1, q_m}$, причем q_1 — число различных используемых при расчетах значений случайной величины в узлах

интерполирования, определенных по таблицам [6, 8] после приведения исходных случайных величин к стандартному виду; $\prod_{j=1}^{10} \rho_{kj}$ — весовой коэффициент, $\prod_{j=1}^{10} \rho_{kj} = \rho_k$; ρ_{kj} — число Кристоффеля для стандартной величины λ_{kj}, которое берут из таблиц [6, 8].

Дополнительным преимуществом интерполяционного метода является тот факт, что пересчитывать числа Кристоффеля при переходе к стандартным величинам не требуется.

Аналогично можно рассчитать дисперсию результирующей величины

$$D(R) = \sum_{k_1, \ldots, k_{10}} [R^2(\lambda_{k_1}, \ldots, \lambda_{k_{10}}) - M^2(R)] \times \prod_{j=1}^{10} \rho_{kj}.$$

На основании приведенной методики и расчетных формул был составлен алгоритм и разработана программа для расчета на ЭВМ данным методом статистических характеристик величины R при $q_1 = q_2 = \ldots = q_{10} = 2$, т. е. число узлов для всех входных величин взято равным 2.

Таким образом, общее число реализаций $N = 2^{10} = 1024$.

В результате статистического моделирования получены полигоны распределения значений случайной величины R для двух вариантов (рис. 20.69). В качестве исходных данных для первого варианта моделирования (полигон 1) принимали статистические характеристики распределений погрешностей обработки и сборки, определенные в результате экспериментального исследования действующего технологического процесса, а для второго (полигон 2) в отличие от первого были уменьшены параметры, характеризующие овальность поперечных сечений поверхностей *1, 2, 3* цилиндров. Полигон *3* построен по результатам экспериментальных измерений размера R у выборки комплектов в условиях действующего производства. Сравнение полигонов 1 и 3, а также статистических характеристик этих распределений (математического ожидания $M(R)_1$ и среднего выборочного $\bar{R}$, и среднеквадратических отклонений $\sigma(R)_1$ и $\sigma(R)_3$) показывает, что их расхождение незначительно. Это значит, что методика моделирования достоверна и может быть рекомендована для использования в практических целях. Сравнение полигонов 1 и 2 и их статистических характеристик позволяет сделать вывод о том, что при двукратном уменьшении овальности поверхностей *1, 2, 3*, которое достижимо за счет технологических мероприятий, вероятный процент брака по выходу за допустимый размер ($R_{доп} = 121{,}9$ мм) снизился с 13 до 2,4 %. Это подтверждает необходимость проведения технологических мероприятий по уточнению формы поверхностей *1, 2, 3* в действующем технологическом процессе.

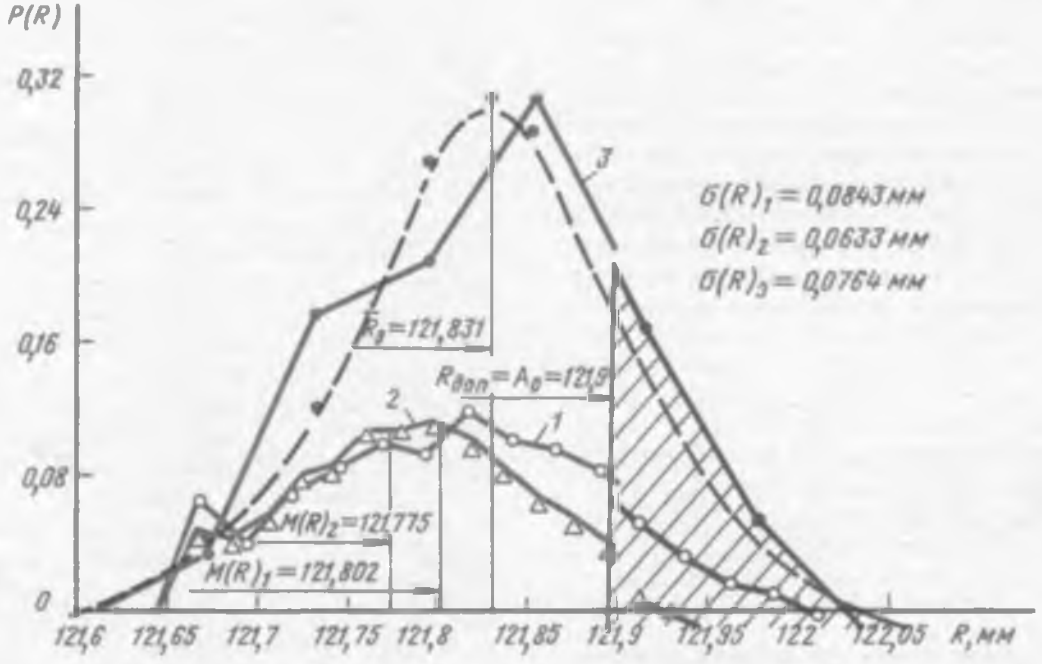


Рис. 20.69. Полигоны распределения значений размера вхождения R соединения, полученные моделированием (*1, 2*) и экспериментально (*3*)

Расчет точности сборки при расположении участков контакта на различных поверхностях деталей. Наряду с соединениями, в которых контакт собираемых деталей происходит по одним и тем же поверхностям, имеется значительное количество соединений, в которых участки контакта располагаются на различных поверхностях в зависимости от фактического значения размерных параметров сопрягаемых деталей. Контакт по нескольким различным поверхностям возможен в том случае, когда соединение перегружено базирующими участками (поверхностями, линиями, точками), что и создает неопределенность расположения участков контакта. Такие соединения можно отнести к сборкам с избыточными связями.

Конструкции соединений, построенных на сочетании крепежной резьбовой, направляющей цилиндрической и упорной торцовой поверхностей, широко применяют в машиностроении. Например, такую конструкцию имеют передние резьбовые концы шпинделей, выполненные по ГОСТ 16868—71 (рис. 20.70). Обычно резьба необходима для крепления. Ее выполняют с достаточно широким допуском. Резьбовая посадка имеет значительный зазор. Цилиндрическому пояску отводится функция центрирования, поэтому его выполняют с более жестким допуском, а посадки по нему назначают переходные.

Однако в резьбовых соединениях тонкостенных деталей обычно используют более свободные посадки по гладким и резьбовым поверхностям. Это объясняется тем, что при наличии несоосности гладких и резьбовых поверхностей, а также отклонений их формы сборка затрудняется или делается невозможной. При малых зазорах, не компенсирующих отклонение от соосности, возможность плотного прилегания торцов затрудняется. Это важно для обеспечения герметичности стыков. Кроме того, в подобных соединениях конструкторы, опасаясь самопроизвольного самоотвинчивания деталей при ударных и

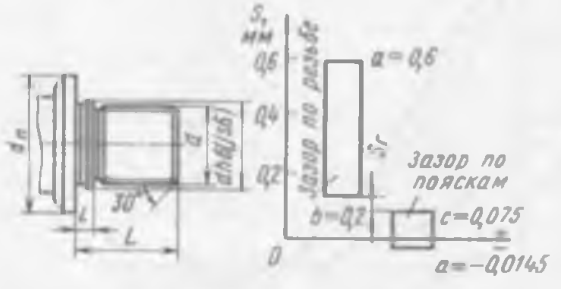


Рис. 20.70. Поля зазоров в сопряжении зажимных устройств со шпинделями, имеющими передний конец, выполненный по ГОСТ 16868—71

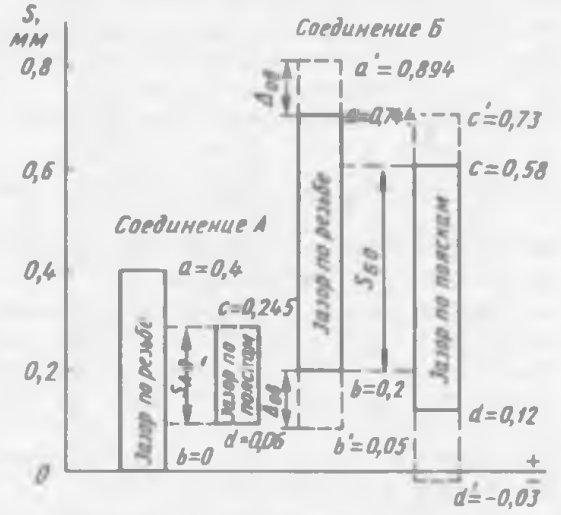


Рис. 20.71. Поля зазоров в соединении *А* с резьбой Сп.Уп.120×1,5 и в соединении *Б* с резьбой Сп.Уп.116,5×2

знакопеременных циклических нагрузках, не увеличивают диаметральный зазор в резьбе относительно зазора по пояскам, благодаря чему поля допусков зазоров по резьбе и пояскам в соединениях *А* и *Б* перекрывают друг друга (рис. 20.71), образуя общие зоны $S_{АО}$ и $S_{БО}$, что приводит к неопределенности взаимного базирования деталей, объясняющейся наличием избыточных связей в соединении. Это усугубляется еще и тем, что в резьбе может иметься гарантированный зазор по среднему диаметру (соединение *Б*) или он может отсутствовать (соединение *А*), а также погрешностями формы деталей, например, в виде овальности $\delta_{ов}$ (соединение *Б*). Таким образом, например, в соединении *А* при зазоре $S_р$ в резьбе ($b < S_р < d$) базирование идет только по резьбе, при $c < S_р < a$ — только по пояску, а при $d \leqslant S_р \leqslant c$ базирование возможно как по резьбе, так и по пояску.

В литературе по основам базирования не рассмотрены базирующие свойства резьбовых соединений. Имелись лишь попытки представить резьбовую поверхность в виде цилиндра, диаметр которого равен приведенному среднему диаметру резьбы. Однако такое упрощение допустимо лишь при параллельном смещении осей резьбовых деталей. На рис. 20.72, *а* показаны варианты возможного распределения условных базовых точек (связей) при свинчивании до упора торцов деталей с сопряженным цилиндрическим пояском. Представлена развертка такого соединения по среднему цилиндру, причем на каждом развороте обозначена лишь одна пара контактирующих витков винта и гайки. Видно, что условия ориентации этих деталей по торцу и винтовой поверхности

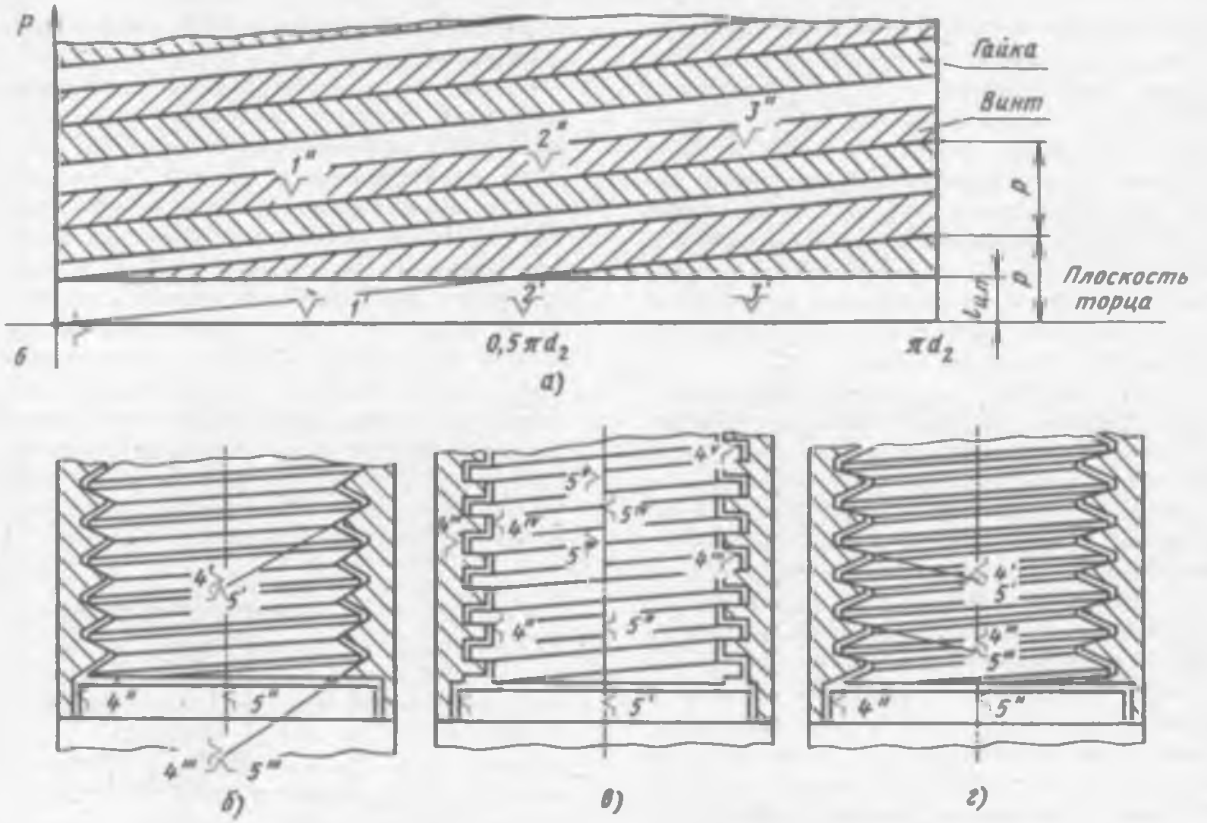


Рис. 20.72. Распределение базовых точек в резьбовых соединениях

аналогичны вхождению плоского клина (гайки) в клинообразный паз (винт). Поэтому установочной базой (с учетом последующей свертки плоской фигуры в цилиндрическую) может являться как торец (точки *1'*, *2'*, *3'*), так и винтовая линия (точки *1''*, *2''*, *3''*). Во всех случаях последней опорной базой, фиксирующей угловое положение во вращении обеих резьбовых деталей относительно общей оси, является точка *6* пересечения продолжения винтовой линии с плоскостью торца.

На схеме (рис. 20.72, *б*) показаны условия центрирования при свинчивании деталей с метрической резьбой. Наиболее вероятное положение двойной опорной базы (точки *4'*, *5'*) находится на пересечении продолжения рабочей стороны профиля осевого сечения резьбы с осью детали. Причем, точка *5* образована осевым сечением резьбы, перпендикулярным к плоскости чертежа. При некоторых обстоятельствах (большой зазор по среднему диаметру резьбы и наличие эксцентриситета у цилиндрического пояска) в качестве двойной опорной базы может быть цилиндрический поясок (точки *4''*, *5''*). Наконец, может наблюдаться разделение функции центрирования по двум поверхностям, т. е. могут встретиться следующие варианты базовых точек: точки *4'*, *5''* или *4''*, *5'*, что вероятно при малых зазорах и большом эксцентриситете. Возможен также при малых зазорах в резьбе и такой вариант: точки *4'*, *5'—4'''*, *5'''*. В этом случае в точках *2'*, *3'* или *2''*, *3''* будет иметь место отрыв от базы.

На рис. 20.72, *в* показаны условия центрирования по прямоугольной резьбе. Двойной опорной базой в этом случае может быть цилиндрический поясок (точки *4'*, *5'*), или внутренний цилиндр резьбы (точки *4''*, *5''*), или наружный цилиндр резьбы (точки *4'''*, *5'''*). При различных погрешностях и сочетаниях зазоров в соединении могут встретиться и различные сочетания базовых точек: *4'*, *5''*; *4'''*, *5'*; *4'*, *5'''*; *4''*, *5'*; *4'*, *5''*; *4'''*, *5'* и т. д.

На рис. 20.72, *г* даны варианты центрирования при сборке по упорной (несимметричной) резьбе. При идеальном изготовлении деталей двойной опорной базой может служить упорная сторона профиля резьбы (точки *4'*, *5'*). В противном случае центрировать может цилиндрический поясок (точки *4''*, *5''*). Может также встретиться любое сочетание точек *4* и *5*.

Наконец, при больших погрешностях шага винтовой поверхности, формы или положения базового торца возможен случай, когда

торец или винтовая поверхность превращаются из установочной в опорную базу и дают только одну базовую точку. Одновременно совокупность цилиндрического пояска и резьбового цилиндра превращается из двойной опорной базы в двойную направляющую базу. Возможен также вариант, когда торец или винтовая линия являются направляющей базой (точки *1*, *2*), а совокупность цилиндрического пояска и резьбового цилиндра в одном сечении становится направляющей, а в другом — опорной базой.

Таким образом, рассматриваемое резьбовое соединение является многократно неопределенной системой и в общем виде заранее предсказать относительное положение сопрягаемых деталей без знания фактических размеров и погрешностей формы и взаимного положения практически невозможно. Установлено, что и профиль резьбы также влияет на неопределенность положения деталей в сборе. Эксперимент, который включал многократное свинчивание резьбового калибра с одной и той же деталью и измерение положения оси ввинченного до упора калибра (рис. 20.73, *а*), показал, что упорная резьба не обладает самоцентрирующими свойствами (рис. 20.73, *б*), так как разброс положений оси калибра значителен. И наоборот, положение оси калибра, ввинчиваемого в деталь с метрической резьбой, было относительно стабильным (рис. 70.73, *в*).

Наглядным примером соединений, о которых идет речь, является соединение двух длинных труб с помощью упорной резьбы, гладкого цилиндрического пояска и торцов, контактирующих при затяжке резьбы (рис. 20.74). Четыре возможных положения участков контакта соединяемых труб возникают при различном сочетании значений величин η_1, η_2, α, ψ_i и δ_{r_0}, где η_1 и η_2 — углы, составленные плоскостями торцов с продольными осями труб ($\eta_1 \leqslant \pi/2$; $\eta_2 \geqslant \pi/2$); α — угол между радиусами, проходящими через наиболее выступающие точки торцов; ψ_i — угол перекоса, допускаемый боковым зазором в резьбовом соединении A и зазором δ_{r_0} в соединении гладких цилиндрических поясков.

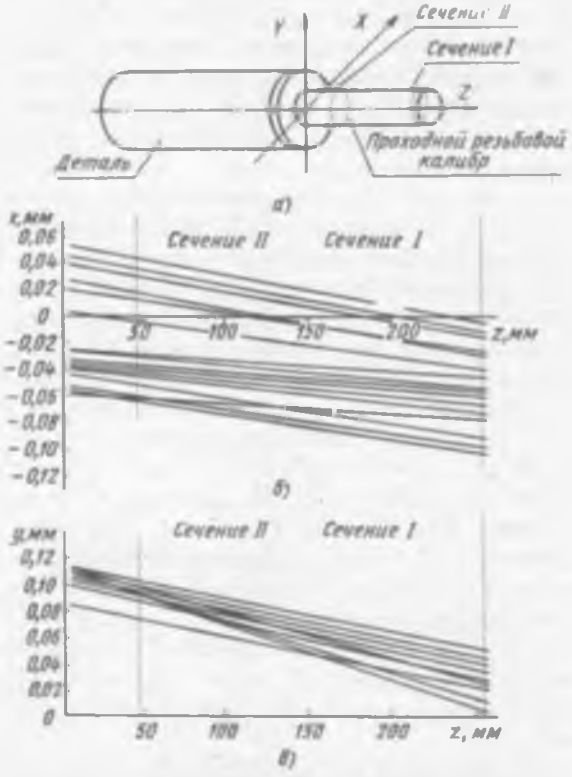


Рис. 20.73. Результаты экспериментов по исследованию самоцентрирующих свойств упорных и метрических резьб

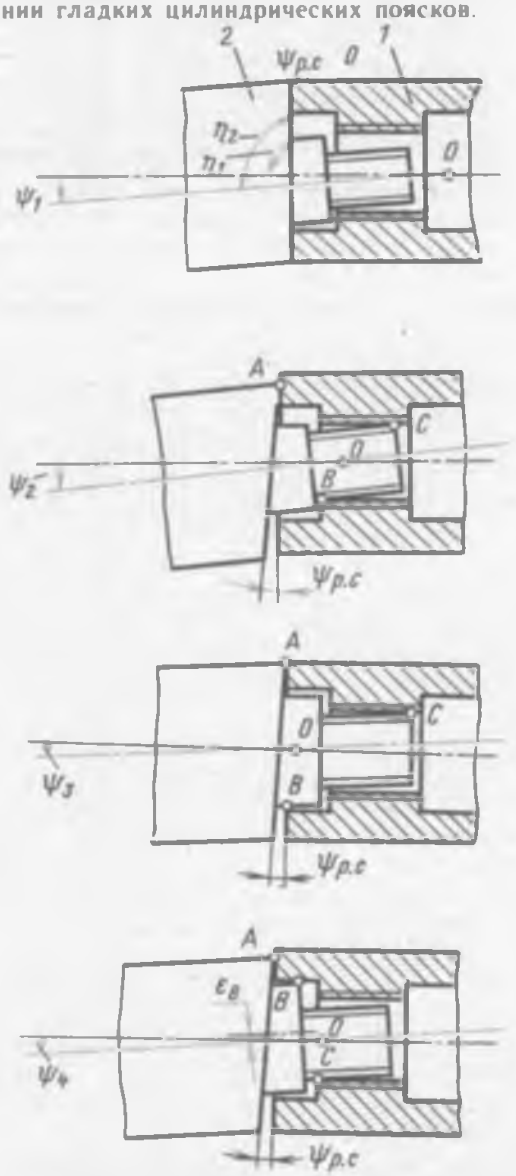


Рис. 20.74. Возможные положения сопрягаемых деталей резьбового соединения:
1 — гайка; *2* — винт

При этом угол перекоса осей собираемых труб определяется по одному из следующих уравнений:

$$\psi_1 = \arccos\left(\sin\eta_1\sin\eta_2 + \cos\eta_1\cos\eta_2\cos\alpha\right); \quad (20.19)$$

$$\psi_2 = \frac{2\left(AE - \delta_{r_0}F\right)}{El + 2d_2 - 2LF}; \quad (20.20)$$

$$\psi_3 = \frac{2\left(A + \delta_{r_0}\right)}{2L + l}; \quad (20.21)$$

$$\psi_4 = \frac{2\left(A - \delta_{r_0}\right)}{l - 2L}, \quad (20.22)$$

где $A = 0{,}5\,(D_2 - d_2)$ — радиальный зазор в резьбе по средним диаметрам; D_2, d_2 — средние диаметры соответственно внутренней и наружной резьб; l — длина свинчивания; L — расстояние от центра перекоса до плоскости контакта торцов; $E = \mathrm{tg}\beta + \mathrm{tg}\gamma$; $F = \mathrm{tg}\beta - \mathrm{tg}\gamma$, где β, γ — углы профиля упорной резьбы (для метрической резьбы $\beta = \gamma = 30°$).

Каждое из уравнений для отыскания угла ψ_i условно. Так, угол ψ_1 определяют из условия, что торцы деталей после затяжки расположатся плашмя друг на друге, а оси деталей смогут повернуться вокруг точки O без выбора зазоров по резьбовой и гладкой поверхностям. Угол ψ_2 определяют из условия, что повороту осей на этот угол не помешает ограничивающее действие торцов и заклинивание по диагонально расположенным точкам резьбовой ступени. Углы ψ_3 и ψ_4 определяют из условия, что повороту осей на этот угол не помешают ограничивающее действие торцов, гладкой цилиндрической поверхности и заклинивание в конце (угол ψ_3) и в начале (угол ψ_4) резьбы гайки. Причем, при наличии углов ψ_2, ψ_3, ψ_4 в соединении обязательно имеется односторонний зазор по торцу, характеризуемый углом раскрытия стыка $\psi_{р.с}$. Чтобы решить вопрос, каким уравнением пользоваться для конкретной реализации (для конкретного сочетания параметров), необходимо найти все четыре угла ψ_1, ψ_2, ψ_3 и ψ_4 и произвести отбор угла, наименьшего из четырех. Он-то и будет фактическим углом перекоса при данной реализации.

С аналогичной ситуацией (необходимостью осуществления отбора) приходится иметь дело при определении погрешности взаимного центрирования двух деталей, соединенных тремя винтами, расположенными по окружности [3] (рис. 20.75). При смещении центра O_{21} отверстия *1* второй детали относительно центра O_{11} отверстия первой на величину l (рис. 20.75, *а*) разворот второй детали на

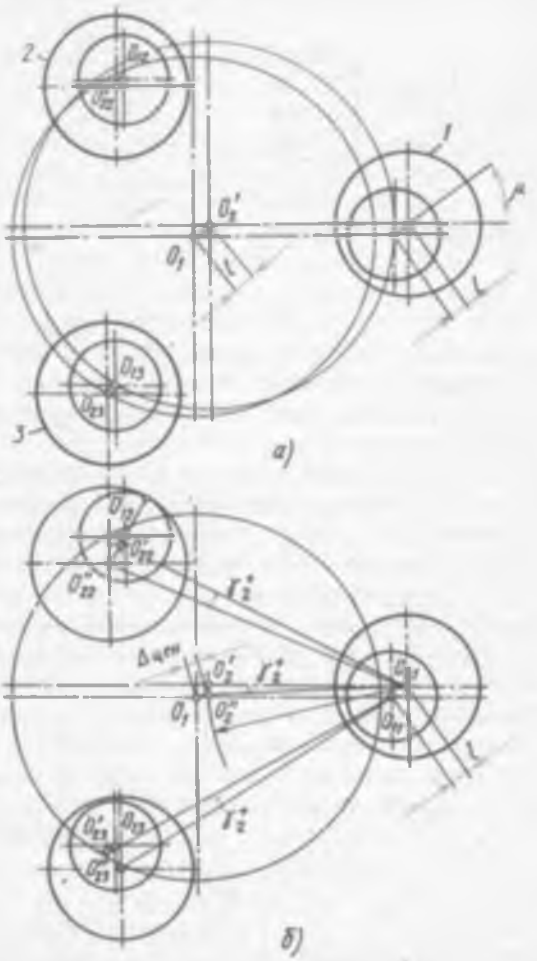


Рис. 20.75. Определение погрешности взаимного центрирования двух деталей, соединенных тремя винтами

угол γ вокруг точки O_{21} будет ограничен упором второго или третьего отверстия в гладкую поверхность винтов, ввинченных в первую деталь (рис. 20.75, *б*). В зависимости от зазоров между отверстиями *2* и *3* и винтами, а также в зависимости от величины и направления позиционных отклонений расположения осей отверстий роль ограничивающей поверхности будет выполнять поверхность либо второго, либо третьего отверстия. Для отыскания граничных значений области возможного угла перекоса γ, т. е. величин $\gamma_{\text{под}}$ и $\gamma^{+}_{\text{под}}$, составляют условные уравнения для определения углов γ_2^{-}, γ_2^{+}, γ_3^{-} и γ_3^{+}, где γ_2^{-} и γ_3^{-} — граничные значения угла перекоса γ_2 детали *2* вокруг точки O_{21} соответственно по часовой и против часовой стрелки, определяемые из условия, что перекосу не помешает упор соответствующего винта в поверхность третьего отверстия; γ_3^{-} и γ_3^{+} — граничные значения угла перекоса γ_3 детали *2* вокруг точки O_{21} соответственно по часовой

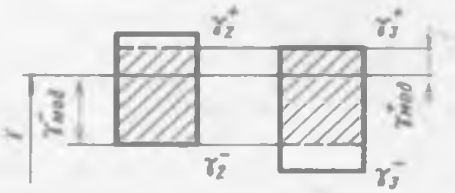


Рис. 20.76. Определение значений углов $\gamma_{\text{под}}$ и $\gamma^{+}_{\text{под}}$

и против часовой стрелки, определяемые из условия, что перекосу не помешает упор соответствующего винта в поверхность второго отверстия.

Каждое из граничных значений определяют с помощью самостоятельного уравнения, содержащего набор различных параметров обеих деталей. Из найденных условных граничных значений γ_2^-, γ_2^+, γ_3^- и γ_3^+ отбирают наименьшие по абсолютной величине $\gamma_{\text{под}}$ и $\gamma^{+}_{\text{под}}$ (рис. 20.76), которые и ограничивают возможную область угла γ, определяющего вместе с величиной l расстояние между центрами соединяемых деталей.

Отбор меньшего значения угла перекоса осей делают и при определении положения деталей, соединяемых по цилиндрической поверхности при одновременном упоре по торцу (рис. 20.77, *а*). В зависимости от сочетания параметров деталей торец одной детали может лечь плашмя на торец другой (рис. 20.77, *б*) либо возникнет контакт по диагонально расположенным точкам цилиндрической поверхности и в одной точке торца (рис. 20.77, *в*). В первом случае угол $\beta = \beta_1$ определяют по уравнению (20.19), а во втором — по уравнению

$$\beta = \beta_2 = S_r / l_r . \qquad (20.23)$$

Чтобы решить вопрос, каким уравнением пользоваться при данном конкретном сочетании параметров, сравнивают значения β_1 и β_2, определяемые по условным уравнениям (20.19) и (20.23), и из двух значений отбирают наименьшее, которое и будет фактическим углом перекоса между осями при данной реализации.

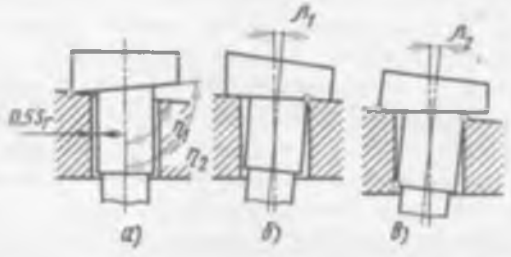


Рис. 20.77. Положения деталей, соединяемых по цилиндрическим поверхностям с упором по торцам



Рис. 20.78. Схема программы для отыскания численности интервалов группирования значений замыкающего размера (связь между замыкающим и составляющими размерами описывается с помощью n уравнений)

Нахождение практически предельных значений замыкающего размера при контакте по различным поверхностям с помощью уравнения (20.3) невозможно. Для решения же задачи по отысканию $y_{\Delta\max}$ и $y_{\Delta\min}$ приходится использовать статистическое моделирование на ЭВМ. Укрупненная схема решения задачи по отысканию области возможных значений замыкающего размера приведена на рис. 20.78.

Значения математического ожидания $M(X)$ и среднего квадратического отклонения σ для распределения значений замыкающего размера находят обычно в тех случаях, когда искомый замыкающий размер входит в качестве составляющего размера в другую размерную цепь.

В некоторых случаях, связанных с неопределенностью положения линий и точек контакта, составление схемы для отыскания значений замыкающего размера можно упростить. Для этого отбор экстремального значения замыкающего размера заменяют отбором возможного положения соединяемых деталей, соответствующего данному сочетанию влияющих параметров. После отбора положения сразу находят значение замыкающего размера при данной реализации, для этого используют уравнение, соответствующее данному положению линий и точек контакта.

Примером соединения, для анализа точности которого удобнее осуществлять вначале отбор возможного положения деталей,

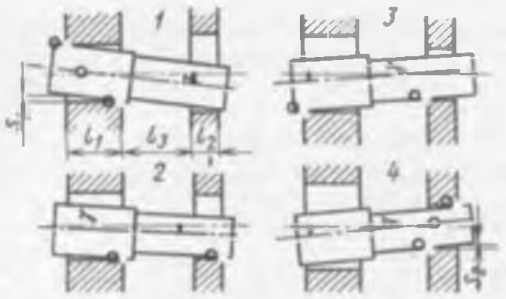


Рис. 20.79. Положение вала в размещенных отверстиях в зависимости от S_1/S_2

20.3. Значения угла γ в зависимости от $\frac{S_1}{S_2}$

Положение точки контакта (рис. 20.79)	Условие возможности данного положения	Расчетное уравнение
1	$0<\frac{S_1}{S_2}\leqslant\frac{l_1}{l_1+2(l_2+l_3)}$	$\gamma=+\frac{S_1}{l_1}$
2	$\frac{l_1}{l_1+2(l_2+l_3)}<\frac{S_1}{S_2}\leqslant 1$	$\gamma=+\frac{S_2-S_1}{2(l_2+l_3)}$
3	$1<\frac{S_1}{S_2}\leqslant\frac{l_2+2(l_1+l_3)}{l_2}$	$\gamma=-\frac{S-S_2}{2(l_2+l_3)}$
4	$\frac{l_2+2(l_1+l_3)}{l_2}<\frac{S_1}{S_2}\leqslant+\infty$	$\gamma=-\frac{S_2}{l_2}$

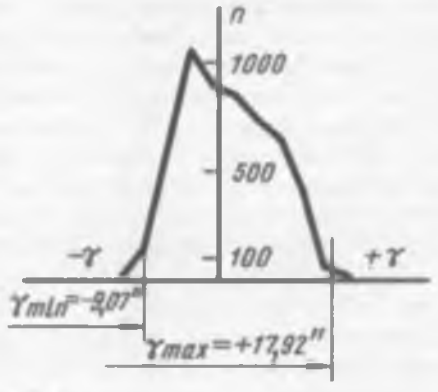


Рис. 20.80. Полигон распределения значений угла γ

не составляя уравнений типа (20.19)—(20.22), является соединение двухступенчатого валика с двухступенчатым отверстием (рис. 20.79) [3]. В данном случае легко определить условия возможного положения точек контакта соединяемых деталей в зависимости от сочетания зазоров S_1 и S_2 по левой и правой ступеням, так что для отыскания угла перекоса γ осей используют только одно уравнение, соответствующее данному положению. Условия для выбора расчетного уравнения, по которому определяют угол γ при данной реализации, приведены в табл. 20.3.

На рис. 20.80 представлен полигон распределения значений угла γ, построенный на основании 5000 реализаций на ЭВМ. Соединение, для которого осуществлялось моделирование, имело следующие параметры: $S_1=0{,}006\ldots0{,}035$ мм; $S_2=0{,}013\ldots0{,}025$ мм; $l_1=9$ мм; $l_2=40$ мм; $l_3=46$ мм.

Таким образом, определив с помощью моделирования на ЭВМ практически предельные значения замыкающих размеров размерных цепей и их статистические характеристики, можно с высокой степенью надежности по известной методике [4] назначать допуски на детали соединений и осуществлять автоматизированную сборку этих деталей с гарантированным обеспечением выходных характеристик.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Балакшин В. С.** Теория и практика технологии машиностроения. Кн. 2. Основы технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 1982. 367 с.

2. **Базров Б. М.** Модульная технология изготовления деталей. Вып. 5. М.: ВНИИТЭМР, 1986. 52 с.

3. **Гейликман А. И., Матов Е. И.** Расчет некоторых размерных цепей с помощью ЦВМ//Вестник машиностроения. 1966. № 11. С. 48—50.

4. **Дунаев П. Ф., Леликов О. П.** Расчет допусков размеров. М.: Машиностроение, 1981. 320 с.

5. **Лебедовский М. С., Вейц В. Л., Федотов А. И.** Научные основы автоматической сборки. Л.: Машиностроение, 1985. 316 с.

6. **Поцелуев А. В.** Статистический анализ и оптимизация следящих систем. М.: Машиностроение, 1977. 92 с.

7. **Сборка** изделий машиностроения/Под ред. В. С. Корсакова, В. К. Замятина. Т. 1. М.: Машиностроение, 1983. 480 с.

8. **Чернецкий В. И.** Математические методы и алгоритмы исследования автоматических систем. Л.: Энергия, 1970. 79 с.

9. M. Myrup Andreasen, Kähler S., Lund T. Desing for Assembly. IFS (Publications) Ltd., London, 1983.

10. Boothroyd G., Poli C., Murch L. E. Automatic Assembly, Marcel Dekker, Inc., New-York, 1982.

11. Riley F. J. Assembly Automation: A Management Handbook, Industrial Press Inc., New-York, 1983.

12. Holbrook A., Sackett P. J. Design for Assembly — Guidlines for Product Design, Int. Conf. Proc. „Assembly Automation" — „Product Design for Assembly" Seminar Notes, March 1989, IFS Conferences, London.

13. Rathmill K. Robotic Assembly, IFS (Publications) Ltd., London, 1985.

Глава 21

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ

Одна из основных тенденций современной технологии машиностроения — совершенствование заготовительных процессов с целью уменьшения объема использования методов обработки, основанных на снятии с заготовки части материала, и применения этих методов лишь для окончательной обработки, а в ряде случаев и полного их исключения. Однако удельная трудоемкость методов обработки со снятием с заготовки припуска не только не уменьшается, но даже возрастает. Трудоемкость механосборочных работ составляет в турбостроении 69 %, станкостроении 60 %, тракторостроении 58 % общей трудоемкости изготовления машин. Это обусловлено все более расширяющимся применением в современных машинах труднообрабатываемых материалов, прежде всего высокопрочных сталей, коррозионно-стойких и жаропрочных сплавов, тугоплавких металлов, неметаллических материалов с повышенными физико-механическими свойствами (стеклопластиков, керамики, ситаллов и др.), а также непрерывным ростом требований, предъявляемых к точности изготовления и качеству поверхности деталей при одновременном усложнении их форм. Методы обработки со снятием с заготовки части материала остаются основным средством для обеспечения этих требований; являясь завершающими, они в основном определяют долговечность и надежность работы изделия.

Существует много технологических методов обработки деталей машин, основанных на отделении части материала от заготовки путем организованного разрушения материала: в виде стружки (механическая обработка резанием), электроэрозионного разрушения (электроэрозионная обработка), продуктов анодного растворения (электрохимическая обработка) и др. [1—5]. Технологические методы обработки различаются по виду энергии, подводимой к зоне обработки: механические, тепловые, химические, электромагнитные.

При выборе приемлемого метода обработки для выполнения технологического процесса должны быть необходимые и достаточные условия. Необходимые условия зависят от показателей качества детали, чаще всего необходимой точности обработки и качества ее поверхности. Достаточные условия характеризуются технико-экономическими показателями метода обработки в целом и прежде всего производительностью и экономичностью. В качестве достаточных условий могут быть использованы и частные показатели, основные из которых стойкость используемого инструмента, энергоемкость и малоотходность метода обработки, возможность или степень его автоматизации и др.

Возможности различных методов обработки сравнивают по двум группам показателей: необходимым, определяемым прежде всего заданными точностью и качеством поверхности, и достаточным, характеризуемым в первую очередь достигаемой производительностью. Например, известно, что электроимпульсный метод обработки более производителен, чем электроискровой, но это не свидетельствует о том, что первый метод лучше, он дает более низкое качество поверхности. Вместе с тем это позволяет определить рациональные области применения каждого метода, так как отсюда следует, что первый метод экономически эффективен при черновой обработке, а второй — при чистовой. Кроме того, большая мощность является положительной особенностью первого метода, поскольку дает возможность получить экономически эффективный метод для черновой обработки. Многолетняя практика показывает, что в современном производстве не существует универсальных методов обработки, в равной степени эффективных для изготовления разнообразных типов деталей из различных видов материалов. Каждый технологический метод обработки, например механическая, электроэрозионная или электрохимическая обработка, имеет свою конкретную область рационального применения.

21.1. ОБРАБОТКА РЕЗАНИЕМ

Обрабатываемость материалов резанием

Обрабатываемость резанием в основном зависит от химического состава, механических свойств и структуры материала. Основные данные по обрабатываемости резанием основных конструкционных материалов приведены в табл. 21.1.

Повышение содержания легирующих элементов в стали, как правило, снижает их обрабатываемость резанием. Помимо химического состава на обрабатываемость резанием, особенно сталей, существенно влияет их макро- и микроструктура. Среди низколегированных цементуемых сталей лучше обрабатываются заготовки из стали с крупнозернистой структурой, получаемой после нормализации при высокой температуре. Средне-

21.1. Обрабатываемость резанием заготовок из основных конструкционных материалов

Материал	Характеристика
Конструкционная сталь: $C<0{,}3$ %	Параметр шероховатости обработанной поверхности не менее *Rz* 20, силы резания небольшие. Чем больше ферритная сетка, тем шероховатость поверхности больше
$C>0{,}3$ %	Шероховатость обработанной поверхности невысокая, с повышением содержания C растут силы резания. Необходимая твердость материала под механическую обработку (HRC, 30—35) достигается соответствующей термообработкой
Сталь У8-У12	Малые параметры шероховатости обработанной поверхности при больших силах резания. Улучшение обрабатываемости достигается термообработкой, снижающей предел прочности и твердости
Стали, содержащие S в пределах 0,08—0,2 %	Обрабатываемость улучшается в связи с образованием в стали хрупкой составляющей MnS, которая в виде множества субмикроскопических включений нарушает сплошность феррита. Детали из этих сталей не должны нести больших нагрузок
Стали, содержащие P до 0,15 % (автоматная сталь)	Обрабатываемость улучшается в связи с появлением хрупкости. При $P>0{,}15$ % повышается твердость стали и ухудшается обрабатываемость. Фосфор снижает пластичность стали
Стали, содержащие Mn до 1,5 % при 0,35—0,45 % C	При увеличении содержания Mn (большинство автоматных сталей содержит 0,6—1,0 % Mn) улучшается обрабатываемость; марганец повышает прочность и снижает пластичность стали
Стали, содержащие Pb до 0,2 %	Резко повышается производительность обработки и качество поверхности. Субмикроскопические частицы Pb оказывают смазывающее действие
Стали, содержащие Al и Si	Обрабатываемость снижается в связи с образованием в стали Al_2O_3 и SiO_2, которые вызывают быстрое изнашивание режущего инструмента
Стали, содержащие Cr	Значительно повышается прочность стали, затрудняется обрабатываемость
Стали коррозионно-стойкие хромоникелевые, жаропрочные ферритные и аустенитокарбидные аустенитного класса	Весьма низкая обрабатываемость. Добавки S и P значительно облегчают обработку. Значительно ухудшает обрабатываемость наличие Al, Si, Ti, слабее влияют Mo, Co, Mn, Cr и W
Стали, содержащие Ni, Mo, V	Обрабатываются удовлетворительно; требуют соответствующей термообработки
Чугуны	Как правило, обладают более пониженной обрабатываемостью, чем обычные конструкционные стали. Это обусловлено абразивным действием чугунов (повышенное изнашивание режущего инструмента)
Латуни	Обычно обладают хорошей обрабатываемостью
Бронзы: свинцовистые, алюминиевые, кремнистые	Обладают удовлетворительной обрабатываемостью; значительное влияние оказывает состав бронзы

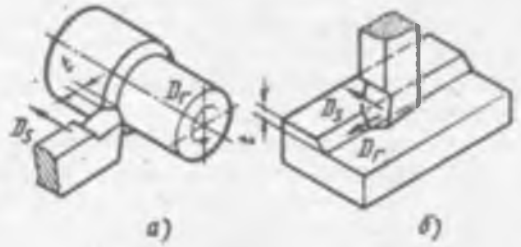
Продолжение табл. 21.1

Материал	Характеристика
марганцовистые, фосфористые и хромистые	Обладают пониженной обрабатываемостью
Алюминиевые сплавы, деформируемые и литейные	Обладают хорошей обрабатываемостью. Обработка чистого алюминия вызывает некоторые затруднения, связанные с большой вязкостью и мягкостью металла
Магниевые сплавы	Обладают хорошей обрабатываемостью
Титановые сплавы	Обычно имеют низкую обрабатываемость

углеродистые стали лучше обрабатываются при структуре, состоящей из пластинчатого дифференцированного перлита с разорванной ферритной сеткой. Высокоуглеродистые стали хорошо обрабатываются после отжига на зернистый перлит и равномерно распределенный цементит. Понижение ударной вязкости способствует улучшению отделения стружки. Заготовки из той же стали с высокой ударной вязкостью обрабатываются хуже. Особенно низкой обрабатываемостью обладают коррозионно-стойкие и жаропрочные стали аустенитного и аустенитно-карбидного класса, а также титановые сплавы. Улучшение обрабатываемости указанных сталей может быть достигнуто отжигом или отпуском благодаря выделению из твердого раствора вторичных фаз. Предварительная обработка холодом способствует повышению обрабатываемости указанных сталей и титановых сплавов.

Типовые технологические операции

Точение — способ обработки резанием наружных и внутренних цилиндрических и конических, а также плоских торцовых поверхностей тел вращения. Точение ведется токарными резцами на металлорежущих станках, как универсальных, так и специальных, в том числе с ЧПУ, а также на карусельных и револьверных станках, на токарных полуавтоматах, автоматах и автоматических линиях (рис. 21.1, *а*). По назначению точение разделяют на предварительное, межоперационное формообразующее, чистовое формообразующее и окончательное формообразующее.



а) *б)*

Рис. 21.1. Схема обработки при точении (*а*) и строгании (*б*):

D_s — движение подачи; D_r — главное движение резания; t — глубина резания

Режимы резания при точении зависят от назначения технологической операции, марки инструментального материала, из которого выполняется рабочая часть резца, и материала заготовки. При токарной обработке наружных цилиндрических и конических поверхностей используют проходные резцы, при обработке внутренних цилиндрических и конических поверхностей — расточные резцы, торцовых плоскостей — подрезные резцы, наружных и внутренних резьб — резьбовые резцы, при разрезке заготовок на части — отрезные резцы.

При строгании (рис. 21.1, *б*) на заготовках обрабатывают плоскости или линейчатые поверхности профильного сечения с прямолинейными образующими. Строгание основано на простейшей принципиальной кинематической схеме резания, предусматривающей наличие в процессе резания лишь одного главного движения D_r.

Сверление, зенкерование и развертывание являются технологическими способами обработки круглых отверстий различной степени точности и с различными параметрами шероховатости образованных цилиндрических поверхностей.

Сверление — основной способ образования отверстий в сплошном материале заготовок. Сверлением могут быть получены как сквозные отверстия в заготовке толщиной l (рис. 21.2, *а*), так и глухие отверстия глубиной $l_г$ (рис. 21.2, *б*). При сверлении отверстий чаще всего используют стандартные сверла, имеющие два винтовых зуба, расположенных диаметрально относительно друг друга. Просверленные отверстия, как правило, не имеют абсолютно правильной цилиндрической формы. Их поперечные сечения имеют овальность, а продольные — небольшую конусность.

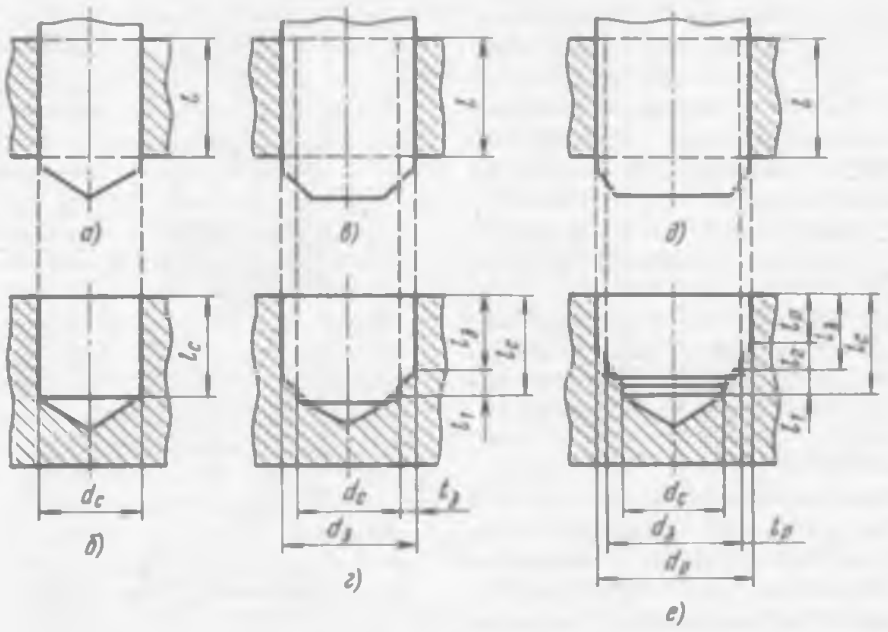


Рис. 21.2. Схема последовательной обработки сверлом сквозных (*а*) и глухих (*б*), зенкером сквозных (*в*) и глухих (*г*), разверткой сквозных (*д*) и глухих (*е*) отверстий

Диаметры просверленных отверстий всегда больше диаметра сверла, которым они просверлены. Разность диаметров сверла и просверленного им отверстия представляет собой разбивку отверстия. Она тем больше, чем больше диаметр сверла: для стандартных сверл диаметром $d_c = 10 \ldots 20$ мм разбивка составляет 0,15—0,25 мм. Причиной разбивки отверстий являются недостаточная точность заточки сверл и несоосность сверла и шпинделя станка. Сверление отверстий без дальнейшей их обработки возможно в тех случаях, когда необходимая точность размеров лежит в пределах 12—14-го квалитетов. Наиболее часто сверлением получают отверстия для болтовых соединений, а также отверстия для нарезания в них внутренней крепежной резьбы.

Зенкерование — обработка предварительно просверленных отверстий диаметром d_c или отверстий, изготовленных литьем и штамповкой с целью получения более точных (10–11-го квалитетов точности) по форме и размеру, чем при сверлении, цилиндрических отверстий диаметром $d_з > d_c$ (рис. 21.2, *в*, *г*). Сквозные отверстия зенкеруют по всей длине l. Глухие отверстия глубиной l_c могут быть обработаны зенкерами на глубину $l_з = l_c - l_1$. Длина l_1 зависит от размеров режущей части зенкера, упирающегося своей нижней частью в коническое дно глухого сверленого отверстия.

Стандартные зенкеры имеют от трех до восьми зубьев. Наиболее часто используют зенкеры с тремя винтовыми зубьями, смещенными на 120° относительно друг друга. Через точки главных режущих кромок трех зубьев, лежащих в плоскости вращения, перпендикулярной к геометрической оси зенкера, можно провести концентрические окружности. Это геометрическое свойство трехзубых зенкеров обеспечивает их самоцентрирование и получение после зенкерования отверстий более правильной цилиндрической формы и с более точным диаметром, чем это достигается двухзубыми сверлами. При зенкеровании отверстий диаметром d_c глубина резания $t_з = 0{,}5\,(d_з - d_c)$. Глубина резания $t_з$ зависит от диаметра отверстий и механических свойств металлов заготовки. Чем больше диаметр отверстия, тем больше глубина резания. Ориентировочно $t_з = (0{,}05 \ldots 0{,}1)\,d_з$. Более точно значение $t_з$ определяют, исходя из назначения минимального припуска на обработку, или выбирают по нормативным таблицам.

Развертывание — завершающая обработка просверленных и зенкерованных отверстий с целью получения точных по форме и диаметру цилиндрических отверстий (6—9-го квалитета) с малым параметром шероховатости ($Ra = 0{,}32 \ldots 1{,}25$ мкм).

Сквозные зенкерованные отверстия на всей длине l развертываются на соосные отвер-

стия диаметром $d_р > d_з$ (рис. 21.2, *д*). Глухие зенкерованные отверстия могут быть развернуты лишь на глубину $l_р = l_з - l_2$ (рис. 21.2, *е*). Длина l_2 зависит от размеров режущей части развертки, упирающейся нижней частью в коническое дно отверстия. Чтобы получить развернутое глухое отверстие глубиной $l_р$, необходимо иметь предварительно просверленное отверстие глубиной $l_с = l_р + l_1 + l_2$.

Развертывают отверстия развертками, имеющими четное число ($z \geqslant 4$) расположенных диаметрально друг против друга зубьев. Число зубьев развертки зависит от диаметра:

$$z_р = 1{,}5\sqrt{d_р} + (2 \ldots 4),$$

где $d_р$ — диаметр развертки, мм.

Наличие на развертках большого числа зубьев обеспечивает устойчивое их центрирование в обрабатываемых отверстиях. Поскольку каждым зубом развертки срезается слой металла толщиной $a_z \leqslant 0{,}04$ мм, а также благодаря применению смазочно-охлаждающей жидкости, при развертывании можно достичь высокой точности диаметра обработанных отверстий и малых параметров шероховатости их стенок.

При развертывании зенкерованных отверстий глубина резания $t_р = 0{,}5\,(d_р - d_з)$ невелика и в зависимости от диаметра развертки составляет 0,1—0,4 мм. Так же как для зенкерования, глубину резания $t_р$ рассчитывают по уравнениям, используемым для определения минимального припуска по переходам или берут из нормативных таблиц.

Фрезерование — производительный и универсальный способ механической обработки *заготовок резанием. В машиностроении фрезерованием обрабатывают*: горизонтальные, вертикальные и наклонные плоскости (рис. 21.3, *а, б*) на различных по размерам и форме заготовках; уступы (рис. 21.3, *в, г*); канавки (рис. 21.3, *д, е*) прямоугольного и профильного сечения, расположенные в плоскости, и пространственные (винтовые) канавки; пазы (рис. 21.3, *ж, з*); узкие и глубокие прорези (рис. 21.3, *и*); шлицы на головках шурупов и винтов (рис. 21.3, *к*); фасонные поверхности различных профилей с прямолинейными (рис. 21.3, *л*) и криволинейными (рис. 21.3, *м*) образующими. Фрезерованием получают различные поверхности, в том числе тела вращения, прямые профильные поверхности на цилиндрах, прямые и винтовые зубчатые венцы на колесах, прямые и винтовые шлицевые канавки, резьбовые поверхности на нормализованном и специальном крепеже, профильные канавки на торцах цилиндров. Фрезерованием также разрезают катаные прутки на мерные заготовки (рис. 21.3, *н*).

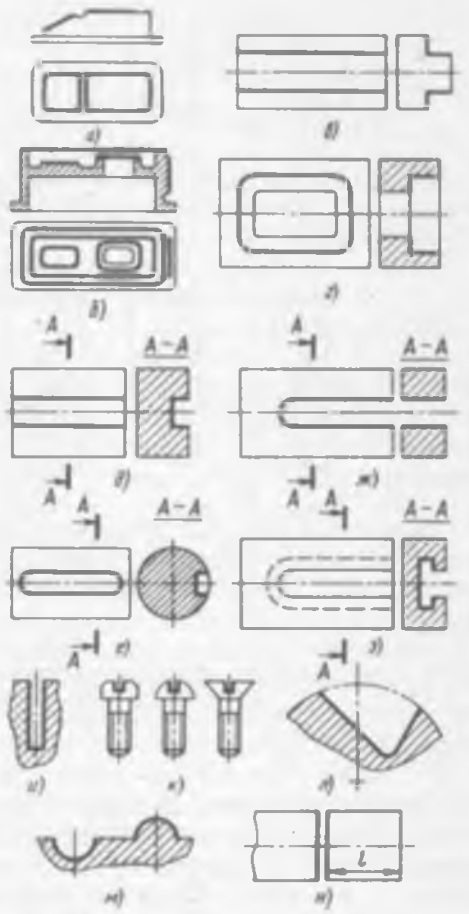


Рис. 21.3. Поверхности деталей, получаемые фрезерованием

Для производительного и экономичного выполнения *перечисленных видов обработки* используют широкую номенклатуру стандартных и специальных фрез: цилиндрических, концевых, торцевых, дисковых, отрезных, прорезных, шпоночных, угловых, фасонных и др. Фрезы разных типов различают по внешнему виду, размерам, конструкции; они предназначены для фрезерования поверхностей определенных форм и размеров.

Протягивание — обработка резанием с помощью специальных инструментов: протяжек, прошивок и протяжных блоков. Протягивание обеспечивает получение поверхностей с малыми параметрами шероховатости, а также размеров, соответствующих 6—8-му квалитетам точности. Протягивание является высокопроизводительным технологическим способом обработки круглых, профильных отверстий и наружных поверхностей. С помощью протягивания можно обработать за смену большое число заготовок одного типоразмера.

Обработка протягиванием распространена лишь в условиях крупносерийного и массового производства.

Протяжки — специальные инструменты для завершающей обработки (профилирования) сквозных отверстий, предварительно изготовленных сверлением. С помощью протяжек получают отверстия круглого, квадратного и шестигранного поперечного сечения, а также отверстия со шпоночным пазом, шлицевые и фасонные отверстия сложного профиля. Протяжка *1* (рис. 21.4) — многолезвийный металлорежущий инструмент, имеющий при относительно малых поперечных размерах большую (более 1500 мм) длину. На режущей части l_4 протяжки размещается большое число режущих зубьев, расположенных друг за другом. При обработке внутренних круглых отверстий зубья протяжки имеют кольцевую форму соответствующего профиля. Наружный размер каждого режущего зуба протяжки больше размера предшествующего и меньше размеров последующих режущих зубьев. Полуразность размеров (разность высот) последнего и первого зубьев режущей части протяжки равна припуску на обработку протягиванием. Кроме режущей части протяжка имеет калибрующую часть l_5, переднюю l_3 и заднюю l_6 направляющие, шейку l_2 и замковую часть l_1, предназначенную для закрепления протяжки в патроне.

В процессе резания протяжка *1* с силой *P*, приложенной тяговым патроном к замковой части, протягивается (протаскивается) через неподвижную заготовку *2*, установленную на опорном приспособлении *3* стола *4* протяжного станка. При этом в теле протяжки между замковой частью и зубом, выполняющим в данный момент срезание слоя металла с внутренней поверхности заготовки, действуют напряжения растяжения.

Прошивки (рис. 21.5) — инструменты меньшей, чем протяжки, длины, имеющие на режущей части l_4 режущие зубья. В процессе работы прошивки с силой *P* проталкиваются через предварительно изготовленные отверстия и, срезая оставленный на обработку припуск, изменяют их форму и размеры. В теле прошивки возникают напряжения сжатия. По этой причине ограничена длина прошивки, так как при большой длине может произойти потеря устойчивости из-за продольного изгиба. При срезании больших припусков протягивание отверстия ведут последовательно комплектом прошивок с увеличивающимся наружным размером зубьев. Схема нагружения определяет конструкцию прошивок, имеющую режущую часть l_4 и направляющие части — переднюю l_3 и заднюю l_6.

Протяжные блоки — комплекты протяжек призматической формы, предназначенные для обработки наружных поверхностей заготовок. На протяжных блоках монтируют протяжки (рис. 21.6), составляющие комплект для полной обработки за один проход наружных

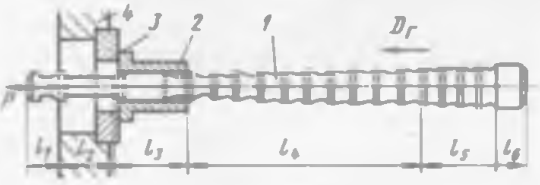


Рис. 21.4. Протягивание отверстия



Рис. 21.5. Прошивание отверстия

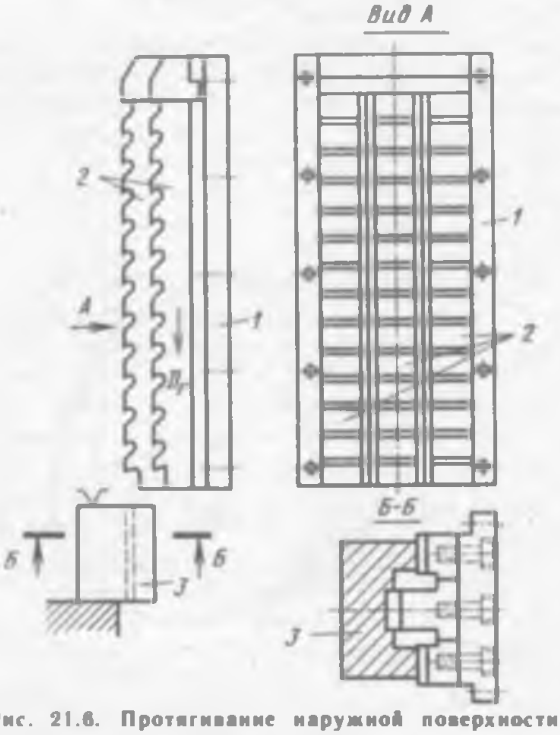


Рис. 21.6. Протягивание наружной поверхности протяжным блоком

обрабатываемых поверхностей. Например, на корпусе *1* протяжного блока закреплены три секции протяжек *2*, которые на заготовке *3* обрабатывают одновременно три поверхности.

Шлифование — способ обработки, позволяющий получать на деталях поверхности высокого качества с высокой точностью размеров. Шлифование выполняют шлифовальными кругами, которые режут абразивными зернами из минералов и сверхтвердых материалов, имеющими случайную форму и взаимное расположение. В резании обычно участвует одновременно большое число абразивных зерен, лезвия которых, имея малые размеры, образуют режущую поверхность. Обработанная шлифованием поверхность детали образована совокупностью множества царапин — следов резания всех абразивных зерен, расположенных на режущей поверхности шлифовального круга. При изготовлении деталей машин и приборов шлифование применяют для завершающей чистовой обработки, получая поверхности с точностью размеров по 6—7-му квалитетам и параметром шероховатости $Ra = 0{,}08 \ldots 0{,}32$ мкм.

Применяют следующие основные схемы шлифования.

1. Наружное круглое шлифование (рис. 21.7, *а*), при котором шлифовальный круг *1* вращается вокруг оси $O_к$, совершая главное движение D_1. Цилиндрическая заготовка *2* вращается вокруг оси $O_д$, параллельной оси $O_к$, совершая движение $D_{sокр}$. Наружные поверхности круга и заготовки взаимно касаются по образующей *а—б*. Линейные скорости точек шлифовального круга и заготовки, лежащие на линии *а—б*, могут быть направлены в одну сторону или навстречу друг другу. Но во всех случаях скорости точек, принадлежащих кругу, по значению

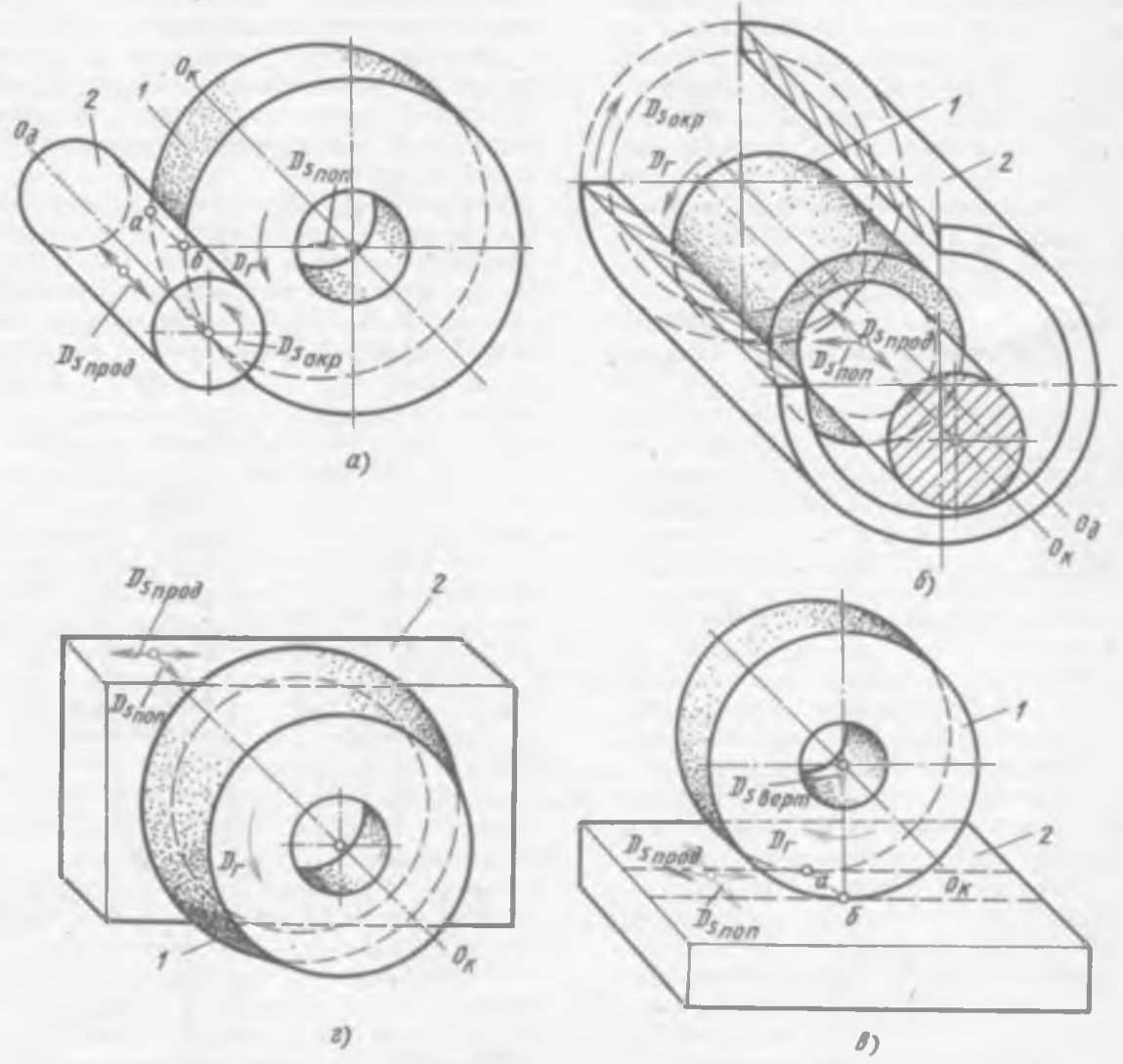


Рис. 21.7. Схемы шлифования:
а — наружного круглого; *б* — внутреннего круглого; *в* — плоского; *г* — торцового

намного больше скоростей точек заготовки. Заготовке сообщается возвратно-поступательное движение продольной подачи $D_{\text{прод}}$. По окончании цикла возвратно-поступательного движения продольной подачи шлифовальному кругу или заготовке сообщают прерывистое движение поперечной подачи $D_{\text{попер}}$. Наружным круглым шлифованием можно обрабатывать и конические поверхности; в этом случае наружную поверхность шлифовального круга заправляют на необходимый угол наклона образующей обрабатываемого конуса или оси вращения круга и заготовки должны пересекаться под тем же углом.

2. Внутреннее круглое шлифование (рис. 21.7, *б*), при котором шлифовальный круг *1* и обрабатываемая заготовка *2* вращаются вокруг параллельных осей $O_к$ и $O_д$, совершая соответственно движения $D_г$ и $D_{\text{докр}}$. Наружная поверхность круга касается внутренней цилиндрической поверхности заготовки. Движения продольной $D_{\text{прод}}$ и поперечной $D_{\text{попер}}$ подач происходят так же, как при наружном круглом шлифовании, и приложены обычно к шлифовальному кругу. Возможна также обработка внутренних конических поверхностей.

3. Плоское шлифование (рис. 21.7, *в*), при котором шлифовальный круг *1* вращается вокруг оси $O_к$, совершая главное движение резания $D_г$. Наружная цилиндрическая поверхность круга касается обрабатываемой заготовки *2* по линии *а—б*. В процессе резания заготовке сообщается возвратно-поступательное движение подачи $D_{\text{прод}}$. В промежутках между возвратно-поступательными движениями заготовки шлифовальному кругу сообщается прерывистое движение $D_{\text{попер}}$ поперечной подачи. После обработки плоскости шлифовальному кругу сообщается движение вертикальной подачи $D_{\text{верт}}$. Обработка всей плоскости повторяется до тех пор, пока значение суммарной вертикальной подачи не будет равно припуску на обработку данной поверхности шлифованием.

4. Торцовое шлифование и заточка (рис. 21.7, *г*), при которых шлифовальный круг *1* вращается вокруг оси $O_к$, совершая движение $D_г$. Касание заготовки *2* с кругом происходит не по линии, как в предыдущих схемах, а по плоскости. Заготовке сообщается возвратно-поступательное движение продольной подачи $D_{\text{прод}}$, а в промежутках между этими движениями шлифовальному кругу или заготовке сообщается прерывистое движение поперечной подачи $D_{\text{попер}}$. Так же как при плоском шлифовании внешней цилиндрической поверхностью круга, значение суммарной поперечной подачи равно припуску на шлифование.

21.2. ЭЛЕКТРОФИЗИЧЕСКАЯ И ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА

Виды обработки. В современном машиностроении широкое развитие и практическое применение получают электрофизические и электрохимические методы обработки материалов. Возникновение, развитие и эффективное использование этих методов связано, во-первых, с применением материалов, трудно поддающихся обработке известными методами механической обработки путем снятия стружки, таких, как жаропрочные и коррозионно-стойкие стали, твердые сплавы и другие материалы, а, во-вторых, со сложной геометрической формой деталей современных машин и приборов.

Эти методы, основанные на энергетическом воздействии некоторых электрофизических и электрохимических процессов на материал заготовки, позволяют осуществлять формообразование деталей путем снятия материала с поверхности заготовки.

Общими характерными особенностями электрофизических и электрохимических методов обработки являются:

а) независимость обрабатываемости материала от его твердости и вязкости (это не относится к ультразвуковому методу обработки);

б) возможность копирования формы инструмента одновременно по всей поверхности заготовки при простом поступательном перемещении инструмента, благодаря чему повышается производительность процесса;

в) широкий диапазон технологических показателей процессов;

г) практическое отсутствие силового воздействия на заготовку, что позволяет обрабатывать тонкостенные и ажурные детали.

При электроэрозионных методах обработки эрозионное разрушение металла обрабатываемой заготовки происходит под влиянием искрового электрического разряда между электродами. Анодом может быть обрабатываемая заготовка или инструмент (в зависимости от условий обработки). Вследствие выделения большого количества теплоты в локальной зоне разряда металл заготовки плавится и выплескивается из образующейся лунки в диэлектрическую среду, в которой осуществляется процесс.

Наиболее распространенными из этой группы методов являются электроимпульсный

и электроискровой, разница между которыми заключается в следующем. При электроимпульсной обработке электрические разряды возникают в результате питания эрозионного промежутка от специальных импульсных генераторов (обычно низкочастотных со скважностью, примерно равной 2) сравнительно высокой мощности. При электроискровой обработке используют электрические искровые разряды малой длительности (менее одной стотысячной доли секунды) при относительно большой скважности (50—100 и более), мощность генераторов при этом ограничена.

В связи с этим электроимпульсную обработку используют в основном как предварительную, черновую обработку, а электроискровую обработку, как правило, применяют для чистовых операций.

Физическая сущность лучевых методов обработки (электронного и светового) сводится к местному расплавлению и испарению материала обрабатываемой заготовки под влиянием очень большого количества теплоты, выделяющейся в узко локальном пятне под действием резко сфокусированного пучка быстродвигающихся электронов (при электронной) или квантов световой энергии (при световой обработке). Эти методы позволяют обрабатывать заготовки из металлов и неметаллов. Лучевые методы применяют для плавки весьма тугоплавких материалов в небольших объемах, а также для нанесения покрытий на детали путем испарения наносимого материала и осаждения его на поверхность детали. Плотность энергии, достигаемая при обработке электронным и световым методами, составляет $5 \cdot 10^8$ Вт/см^2 при электронном пучке и $10^9—10^{10}$ Вт/см^2 при световом луче.

Электрохимические методы обработки основаны на взаимодействии между металлом обрабатываемой заготовки и электролитом, в среде которого идет процесс. В результате этого взаимодействия возникает процесс анодного растворения металла. Анодом является обрабатываемая заготовка. Продукты распада анода при методах электрохимической обработки с интенсивной прокачкой электролита выносятся из зоны обработки быстродвижущейся струей в зазоре между заготовкой и инструментом, либо снимаются с поверхности заготовки механическим металлическим или абразивным инструментами.

При размерной обработке рассматриваемым методом с прокачкой электролита профиль инструмента копируется на обрабатываемой заготовке. Электрохимическим методом обрабатывают токопроводящие материалы.

Ультразвуковая обработка основана на механическом ударно-импульсном воздействии на поверхность обрабатываемой заготовки. Колебания ультразвуковой частоты, возбуждаемые в вибраторе от высокочастотного генератора, через систему акустического концентратора передаются инструменту. Частицы абразива, взвешенные в жидкости, подводятся к вибрирующему инструменту и, получая под его воздействием большие ускорения, ударяются о поверхность обрабатываемой заготовки, разрушая ее. Физическая сущность процессов определяет целесообразность их применения для обработки деталей из хрупких материалов.

Наиболее рациональные области применения электрофизических и электрохимических методов обработки материалов приведены в табл. 21.2.

21.2. Области рационального применения электрофизических и электрохимических методов обработки

Метод обработки	Область рационального применения		Характеристика		
	Выполняемая операция	Вид обработки; детали	Максимальная производительность, мм^3/мин	Параметр шероховатости поверхности, мкм (ГОСТ 2789—73)	Квалитет
При обработке стальных деталей					
Электроконтактный	Заготовительная	Обдирка слитков, разрезка заготовок, предварительное формообразование заготовок	10^6	Не устанавливается	
	Вырезание по контуру		$5 \cdot 10^3$	Не устанавливается	
Анодно-механичес-	Заготовительная	Разрезка заготовок, предварительное фор-	$25 \cdot 10^3$	$Rz = 320 \ldots 80$	11—8

Продолжение табл. 21.2

Метод обработки	Область рационального применения		Характеристика		
	Выполняемая операция	Вид обработки; детали	Максимальная производительность, $мм^3/мин$	Параметр шероховатости поверхности, мкм (ГОСТ 2789—73)	Квалитет
кий		мообразование заготовок	25×10^4	$Rz = 320 \ldots 80$	11—8
Электроимпульсный	Заготовительная	Разрезка заготовок, предварительное формообразование	$15 \cdot 10^3$	$Rz = 160 \ldots 40$	11—8
	Копировально-прошивочная	Штампы, пресс-формы, лопатки турбин	$15 \cdot 10^3$	$Rz = 160 \ldots 40$	11—8
Электроискровой	Копировально-прошивочная	Штампы, пресс-формы, турбинки	600	от $Rz = 40$ до $Ra = 0{,}16$	9—5
	Прошивка отверстий диаметром 0,1—1,5 мм	Клапаны, форсунки	Время прошивки одного отверстия 0,3—3,0 мин	от $Rz = 20$ до $Ra = 1{,}25$	9—6
	Прорезка щелей шириной 0,1—0,3 мм	Детали электронно-вакуумной техники	3	$Ra = 2{,}5 \ldots 0{,}32$	7—5
	Вырезка по контуру	Вырезка точных деталей проволокой	Скорость резки 10 мм/мин	$Ra = 2{,}5 \ldots 0{,}16$	7—5
	Шлифование	Детали топливной аппаратуры	3	$Ra = 0{,}32 \ldots 0{,}16$	7—5
Электрохимический	Копировально-прошивочная	Штампы, пресс-формы, лопатки турбин	300—500 с 1 $см^2$	$Ra = 1{,}25 \ldots 0{,}32$	11—8
	Скругление острых углов, снятие заусенцев	Шестерни, форсунки, детали автоматики	Продолжительность операции 2—3 мин	$Ra = 1{,}25 \ldots 0{,}32$	14—12
Электронно-лучевой Световым лучом	Прошивка отверстия диаметром 0,002—0,1 мм	Форсунки, фильтры, жиклеры, пористые поверхности	8	$Ra = 1{,}25 \ldots 0{,}16$	9—6
			5	$Ra = 0{,}63 \ldots 0{,}16$	13—11
	Прорезка щелей шириной менее 0,1 мм	Маски для напыления микросхем, щелевые диафрагмы	8	$Rz = 20 \ldots 10$	11
			5	$Ra = 1{,}25 \ldots 0{,}63$	13—12
Электрохимико-механический	Хонингование	Зеркала из нержавеющей стали, волноводы	20 $см^2$ поверхности в 1 мин	от $Ra = 0{,}04$ до $Rz = 0{,}025$	Исходный

Продолжение табл. 21.2

Метод обработки	Область рационального применения		Характеристика		
	Выполняемая операция	Вид обработки; детали	Максимальная производительность, мм³/мин	Параметр шероховатости поверхности, мкм (ГОСТ 2789—73)	Квалитет
	При обработке деталей из твердых сплавов				
Анодно-механический	Заготовительные	Разрезка пластинок	250	$Rz = 160 \ldots 40$	11
	Шлифование	Кондукторные втулки, фильеры, твердосплавные фрезы	30	$Ra = 2{,}5 \ldots 0{,}63$	9—6
Электроимпульсный	Копировально-прошивочные	Твердосплавные штампы, пуансоны	500	$Rz = 80 \ldots 20$	11—8
Ультразвуковой			200	$Ra = 0{,}63 \ldots 0{,}08$	9—6
Электроискровой			120	От $Rz = 20$ до $Ra = 1{,}25$	7—5
	Прошивка отверстий диаметром 0,5—1,5 мм	Фильеры	5	От $Rz = 20$ до $Ra = 1{,}25$	9—8
	Вырезка	Сопряженные детали твердосплавных штампов	Скорость резки 10 мм/мин	$Ra = 2{,}5 \ldots 0{,}16$	7—5
	Шлифование	Кондукторные втулки, фильеры, твердосплавные фрезы	5	$Ra = 0{,}63 \ldots 0{,}32$	7—5
Электронно-лучевой	Прошивка отверстий диаметром менее 0,1 мм	Дроссели, пористые поверхности, фильеры	5	$Ra = 1{,}25 \ldots 0{,}08$	9—6
Световым лучом			5	$Ra = 1{,}25 \ldots 0{,}08$	11—8
Электроалмазный	Шлифование	Фильеры, кондукторные втулки, твердосплавные фрезы	20—15 с 1 см²	$Ra = 0{,}16 \ldots 0{,}08$	7—5
	При обработке деталей из неметаллических материалов				
Электронно-лучевой	Прошивка отверстий диаметром 0,02—0,3 мм	Термостойкие фильтры, корундовые подшипники	8	$Ra = 1{,}25 \ldots 0{,}16$	9—6
	Прорезка пазов, щелей	Маски для напыления	4	$Rz = 20 \ldots 10$	11
Световым лучом	Прошивка отверстий диамет-	Корундовые камни точных приборов, изо-	5	$Ra = 0{,}32 \ldots 0{,}16$	13—12

Продолжение табл. 21.2

Метод обработки	Область рационального применения		Характеристика		
	Выполняемая операция	Вид обработки; детали	Максимальная производительность, мм³/мин	Параметр шероховатости поверхности, мкм (ГОСТ 2789—73)	Квалитет
	ром 0,002—0,5 мм	ляторы, термостойкие дроссели			
	Прорезка пазов	Нанесение делительных рисок	2	$Ra = 0{,}32 \ldots 0{,}16$	9—6
Ультразвуковая размерная абразивная обработка	Прошивка круглых глухих и сквозных отверстий диаметром 0,3—1,5 мм	Обработка деталей из ситаллов, стекла, кварца, деталей из жаропрочной неметаллической керамики на основе боридов, нитридов, силицидов и тугоплавких окислов, работающих в условиях высоких температур, газовой эрозии и т. д., обработка ферритов, силицированных графитов	—	От $Rz = 20$ до $Ra = 0{,}16$	9—5
	Прошивка глухих и сквозных отверстий круглой и фасонной форм и вырезание заготовок диаметром 1,0—10 мм		8—300*	От $Rz = 20$ до $Ra = 0{,}16$	7—6
	Прошивка отверстий круглой и фасонной формы и вырезание заготовок диаметром 10—80 мм		50—9000*	От $Rz = 20$ до $Ra = 0{,}16$	7—6
	Прорезка пазов и щелей. Разрезка материала толщиной до 50 мм шириной реза 0,3—10 мм и длиной одного реза 2—80 мм		8—5000*	От $Rz = 20$ до $Ra = 0{,}32$	7—6
	Шлифование плоской и фасонной поверхности		50—5000*	От $Rz = 20$ до $Ra = 0{,}32$	11—8
	Шлифование наружной неметаллической поверхности		*25—500**	*От $Rz = 20$ до $Ra = 0{,}32$*	*13—11*

* Производительность ультразвуковой обработки резко изменяется в зависимости от площади инструмента и физико-механических свойств обрабатываемого материала.

Опыт промышленного применения рассматриваемых методов показывает, что при правильном выборе области их использования, рациональном подборе условий и режимов обработки они обеспечивают высокий экономический эффект, а в ряде случаев являются единственно возможными методами обработки.

Обрабатываемость материалов

Электроэрозионная обработка металлов и сплавов по производительности, как правило, уступает обычным процессам резания. Однако в тех случаях, когда обработке подвергают детали из материалов, трудно обрабатываемых обычными методами резания (например, вольфрам, тантал), электроэрозионные методы становятся часто единственно возможными. Электроэрозионная стойкость металлов и сплавов определяется сочетанием их теплофизических свойств, при этом структура материала оказывает незначительное влияние на обрабатываемость.

Обрабатываемость углеродистых конструкционных и инструментальных, а также низколегированных сталей, в том числе и штамповых, примерно одинакова. Скорость съема при обработке заготовок из жаропрочных сплавов, а также сплавов меди и алюминия на 30—50 % выше, чем при обработке заготовок из углеродистых сталей. Скорость съема при обработке заготовок из вольфрамокобальтовых сплавов в 3—6 раз ниже по сравнению с обработкой заготовок из стали. С увеличением содержания кобальта обрабатываемость заготовок из твердых сплавов улучшается. В табл. 21.3 приведена относительная обрабатываемость заготовок электроимпульсным (при питании от машинного генератора импульсов) и электроискровым методами (обрабатываемость заготовок из стали 45 принята за 100 %).

21.3. Относительная обрабатываемость различных металлов электроимпульсным и электроискровым методами, %

Материал заготовки	Электроимпульсный метод	Электроискровый метод
Углеродистые и низколегированные конструкционные стали, штамповые стали	100	100
Твердые сплавы	18—25	60—75
Жаропрочные сплавы	140—170	130—140
Алюминиевые сплавы и алюминий	135—160	250—300
Вольфрам	40—50	36—45

Электрохимическая обработка. Обрабатываемость материала при электрохимических процессах определяется электрохимическим эквивалентом металла заготовки и анодным выходом по току. Величина анодного выхода по току зависит в первую очередь от химического состава материала заготовки и электролита, гидродинамических условий в межэлектродном зазоре. Электрохимический эквивалент сплава

$$a = \frac{100}{\sum (k_i / a_i)},$$

где a_i — электрохимический эквивалент компонента, входящего в сплав; k_i — весовое процентное содержание компонента в сплаве.

Каждый металл обладает наибольшей химической активностью только в определенном электролите, поэтому не может быть универсального электролита, обеспечивающего максимальную производительность при обработке заготовок из всех металлов. Правильный выбор электролита позволяет вести процесс на оптимальном режиме с высокой производительностью и при возможно малой энергоемкости. Обрабатываемость некоторых металлов и сплавов в водных растворах нейтральных солей (NaCl, $NaNO_3$, Na_2SO_4) приведена в табл. 21.4. Для обработки заготовок из тугоплавких металлов в качестве электролитов используют водные растворы NaOH и смесь растворов KNO_3, NaF и $NaNO_2$.

Ультразвуковая обработка. Лучшей обрабатываемостью этим методом обладают материалы с повышенной хрупкостью и выкрашиваемостью. Широко применяют ультразвуковую обработку для изготовления деталей из твердых сплавов.

Обрабатываемость различных материалов ультразвуковым методом (давление инструмента на деталь 0,1—0,35 МПа, инструмент — стержень диаметром 15 мм; абразивная суспензия — карбид бора зернистостью № 10 в воде) приведена в табл. 21.5.

Электронно-лучевая и светолучевая обработка. Размерная обработка заготовок световым лучом и электронным пучком позволяет изготовлять детали из любых материалов независимо от их механических свойств и химического состава. Обрабатываемость материалов в основном определяется температурой их плавления и испарения, теплоемкостью, теплопроводностью.

21.4. Обрабатываемость некоторых металлов электрохимическим методом

Материал заготовки	Съем металла с электролитов, мм³/(А·ч)		
	25 % NaCl	30 % $NaNO_3$	15 % Na_2SO_4
Углеродистая качественная сталь (сталь 45)	103,5	80,1	11,4
Легированная сталь (типа 12ХГН3А)	91,5	11,4	7,5
Закаленная легированная сталь	122,0	53,6	7,5
Коррозионно-стойкая сталь (типа 12Х18Н9Т)	72,7	—	—
Антикавитационная сталь (типа 30Х10Г10)	95,0	63,0	1,9
Штампован сталь (типа 5ХНВА)	125,33	77,75	—
Никель	119,2	13,64	10,34
Жаропрочные сплавы	92,0	122,7	136,3
Медь	195,0	131,0	121,0
Бронза (оловянно-свинцовистая)	235,0	134,0	107,8
Латунь	191,5	144,5	147,9
Алюминий и его сплавы АК4, АЛ4 и др.	140,0—190,0	145,0—168,0	3,0—22,0
Цинк	172	206	134,4
Цинковый сплав ЦАМ4	155,3	197,8	117,8
Титановые сплавы ВТ-8, ВТ3-1	100,0	93,0—100,0	0,3—6,2
Вольфрам	—	57,0*	—
Молибден	11,7	55,0*	56,0**

* Электролит: водный раствор NaOH.
** Электролит: водный раствор KNO_3, NaF, $Na\,NO_3$.

21.5. Обрабатываемость различных материалов при ультразвуковой обработке

Материал заготовки	Производительность обработки, мм³/мин	Относительная производительность, %
Стекло	520	100
Силицированный графит (30 %)	622	119
Материал на основе карбида бора	320	61,6
Материал на основе карбида кремния	237,5	45,6
Окись алюминия с плотной структурой	120	23,15
Керамика ЦМ-332	32	6,15
Вольфрам прессованный	37	7,1
Окись циркония	25	4,81
Вольфрам литой деформированный	10	1,95
Твердый сплав ВК20	9,6	1,84
Твердый сплав Т15К6	7	1,35

Наивысшей обрабатываемостью электронным пучком обладают корунд и цирконий, с наибольшими трудностями обрабатывают заготовки из меди и вольфрама. Среднюю обрабатываемость имеют цинк, хром, никель, железо, кремний, платина, бериллий, молибден, серебро. Обрабатываемость материалов световым лучом приведена в табл. 21.6, причем за единицу обрабатываемости условно принята обрабатываемость меди.

21.6. Обрабатываемость материалов световым лучом

Материал заготовки	Коэффициент обрабатываемости	Материал заготовки	Коэффициент обрабатываемости
Вольфрам	0,7	Алюминий	3,2
Медь	1,0	Сталь У10	4,0
Молибден	1,3	Титан	4,5
Ниобий	1,4	Олово	20,0
Хром	1,9	Свинец	25,0
Цирконий	2,5		

Качество поверхности и точность

Поверхность, обработанная электроэрозионными методами обработки, имеет характерный рельеф, напоминающий сочетание неровностей чечевицеобразной формы. Шероховатость поверхности, обработанной этими методами, зависит от режима обработки, электроэрозионной обрабатываемости металла, свойств элект-

родов-инструментов и рабочей жидкости. Наибольшее влияние на параметры шероховатости поверхности оказывает энергия импульса, определяемая количеством электрической энергии, подводимой к электродам и преобразуемой затем в тепловую, производящую работу по расплавлению и испарению элементарных объемов материала заготовки.

Параметры шероховатости поверхности при электрохимической обработке зависят от плотности тока и скорости движения электролита, а также от снимаемого припуска и исходных параметров шероховатости поверхности заготовки. Для каждого режима обработки существует своя оптимальная скорость движения электролита, при которой получаются наименьшие параметры шероховатости поверхности.

Шероховатость поверхности при обработке электронным пучком и световым лучом зависит от количества подводимой энергии и длительности импульса, а также и от фокусировки луча и находится в пределах $Ra = 1{,}25 \ldots 0{,}16$ мкм. Шероховатость поверхности при различных электрофизических и электрохимических методах обработки приведена в табл. 21.2.

Существенным показателем качества поверхности является отсутствие повреждений металла после обработки электрофизическими и электрохимическими методами. К таким повреждениям относят микротрещины в поверхностном слое металла, изменение структуры, повышение микротвердости поверхности. Установлено, что при электроэрозионной обработке металлов в результате термического воздействия электрических разрядов поверхностные слои металла претерпевают структурные изменения, причем зона термического влияния располагается по обрабатываемой поверхности неравномерно. Распределение зоны термического влияния зависит в основном от режима обработки и от теплофизических свойств материала заготовки.

Точность электроэрозионной обработки неразрывно связана с шероховатостью поверхности и зависит в первую очередь от режима обработки. Чем мягче режим, тем меньше межэлектродный зазор и тем точнее геометрическая форма детали. Наивысшую точность достигают только на отделочных режимах, при которых межэлектродный промежуток достаточно мал. На точность обработки влияет также электроэрозионная обрабатываемость материалов, так как межэлектродный зазор находится в прямой зависимости от эрозионной стойкости металлов. Чем ниже эрозионная обрабатываемость, тем меньше зазоры между электродами и тем выше точность обработки. Помимо этого, точность изготовления деталей электроэрозионным методом зависит от геометрических форм обрабатывающего электрода (практически невозможно получить полость с острыми углами) и точности его изготовления, точности взаимного расположения инструмента и детали, быстроты и способа удаления из межэлектродного пространства продуктов эрозии электродов и продуктов распада жидкой среды и, наконец, от кинематических данных установки, на которой производится электроэрозионная обработка, т. е. от точности изготовления отдельных узлов и жесткости деталей, на которых смонтирована кинематическая часть установки.

Точность электрохимической обработки зависит от значения и постоянства межэлектродного зазора, стабильности гидравлических характеристик и постоянства плотности тока. Для повышения точности при электрохимической обработке необходимо работать с возможно меньшим зазором (не более 0,3 мм) при постоянных плотности тока (колебания $\pm 5\,\%$), зазоре между электродами (отклонения $\pm 0{,}05$ мм) и скорости протока электролита.

21.7. Точность обработки, достигаемая при электрофизических и электрохимических методах

Метод обработки	Точность, мм
Электрофизические методы	
Электроимпульсный с машинным генератором импульсов	0,07—0,3
Электроискровой	0,01—0,2
Электроискровой прецизионный	0,002
Анодно-механическое резание	В пределах допуска на заготовку
Ультразвуковой	0,01—0,05
Обработка электронным пучком	0,003—0,005
Светолучевой	0,003—0,005
Электрохимические методы	
Электрохимическое формообразование	0,1—0,3
Снятие заусенцев и скругление кромок	Точность сохраняется
Электроалмазный (абразивный)	0,01
Анодно-абразивный	Точность сохраняется

Точность ультразвуковой размерной обработки материалов зависит от зернистости применяемого абразива, плотности материала заготовки и изношенности инструмента. От зернистости абразива зависит разбивка отверстий. При работе новым абразивом разбивка отверстий составляет два-три диаметра зерна основной фракции абразива.

Точность, достигаемая при различных электрофизических и электрохимических методах обработки, приведена в табл. 21.7.

Типовые технологические операции

Электроэрозионная обработка. Электроэрозионными методами можно изготовить детали практически любой сложности с использованием метода копирования геометрических форм электрода-инструмента или непрофилированным электродом-проволокой. Этими методами можно выполнять также операции шлифования и разрезания заготовок. Ниже приведены основные группы технологических операций, выполнение которых электроэрозионными методами наиболее эффективно.

Прошивка сквозных отверстий сложного контура и обработка наружных поверхностей. Для выполнения таких операций применяют метод копирования геометрических форм электрода-инструмента на обрабатываемой заготовке (рис. 21.8). Этот метод обработки требует фасонного электрода-инструмента. Особенностью метода является образование обратной конусности обрабатываемой поверхности. Для получения строго цилиндрических поверхностей используют электроды-инструменты с профилирующей частью в виде сменных пластин, меняющихся по мере изнашивания, или электроды-инструменты с несколькими рабочими поясками, отличающимися по размеру на величину припуска (рис. 21.9). Для получения точных наружных поверхностей используют метод обратного копирования электрода-инструмента, характерными особенностями которого является определенное расположение обрабатывающего электрода и детали, а также электрод специальной конструкции.

Обрабатывающий электрод выполняют в виде разборного блока, состоящего из отдельных элементов-пластин. По мере изнашивания элемент-пластину заменяют на новую из партии данного блока.

Обрабатываемую заготовку можно располагать над электродом-инструментом и в процессе обработки внедрять в него (рис. 21.10).

К группе деталей, обрабатываемых методом электроэрозионного копирования, отно-

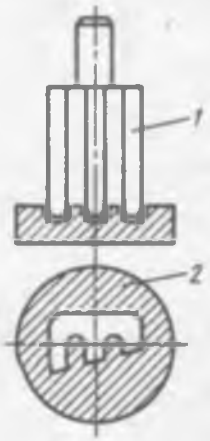


Рис. 21.8. Прошивка сквозного отверстия сложной формы методом копирования формы электрода-инструмента:

1 — электрод-инструмент; *2* — деталь

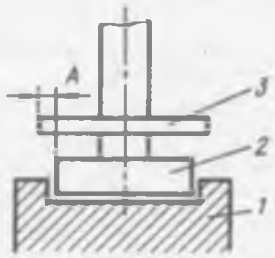


Рис. 21.9. Прошивка отверстия электродом-инструментом, имеющим два рабочих пояска:

1 — деталь; *2* — поясок для черновой обработки; *3* — поясок для чистовой обработки; *A* — припуск на чистовую обработку

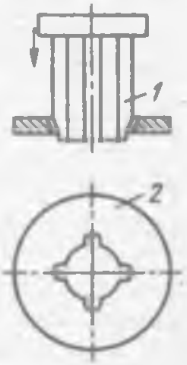


Рис. 21.10. Обработка детали методом обратного копирования:

1 — деталь; *2* — электрод

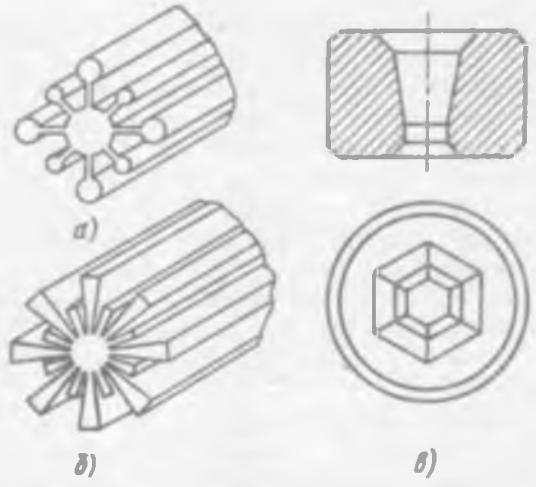


Рис. 21.11. Примеры деталей, изготовленных методом копирования электрода-инструмента:
а и *б* — пуансоны; *в* — фильера для протягивания шестигранника

сят твердосплавные волоки, фильеры, пуансоны и матрицы вырубных штампов, высадочный и другой инструмент, а также различные детали машин и приборов. Примеры деталей, изготовляемых таким способом, показаны на рис. 21.11.

Прошивка малых отверстий. К малым отверстиям принято относить круглые отверстия диаметром менее 0,5 мм, прямоугольные и фасонные отверстия площадью менее 1 мм^2. Подобные отверстия встречаются в деталях топливной аппаратуры, форсунках, ниппелях.

Сверление отверстий малых диаметров представляет большие трудности, а получение щелевых или фасонных отверстий в большинстве случаев неосуществимо механической обработкой. Кроме того, для изготовления таких деталей часто применяют жаропрочные, коррозионно-стойкие стали, тугоплавкие материалы, механическая обработка которых затруднительна. Поэтому применение электроэрозионных методов для образования малых отверстий весьма целесообразно и эффективно.

В связи с затрудненными условиями удаления продуктов эрозии максимальная глубина прошиваемых отверстий находится в пределах десяти прошиваемых диаметров. Производительность операции электроэрозионной прошивки малых отверстий относительно невелика, например отверстие диаметром 0,5 мм и глубиной 3 мм в детали из стали 19Х2Н4ВА обрабатывают за 6 мин. Производительность можно повысить за счет автоматизации процесса и применения оборудования и технологической оснастки, позволяющих вести одновременную обработку нескольких отверстий.

Образование полостей и пазов сложной формы. Электроэрозионный метод широко применяют в промышленности при выполнении сложноконтурных полостей и пазов. Операции этого типа осуществляют прямым копированием профиля инструмента, идентичного по своей форме полости или пазу детали. Основную часть материала снимают на жестких режимах, дающих высокую производительность, но низкую точность и большую шероховатость поверхности с последующим переходом на более мягкие режимы, позволяющие достигать параметра шероховатости $Ra = 2{,}5 \ldots 1{,}25$ мкм. К деталям, которые можно обрабатывать этим методом, относятся ковочные штампы, пресс-формы, литейные формы, чеканочные штампы, клейма и другие детали машин и приборов (рис. 21.12—21.15).



Рис. 21.12. Колесо турбины, обработанное электроэрозионным способом за 35 ч (время механической обработки 350 ч)

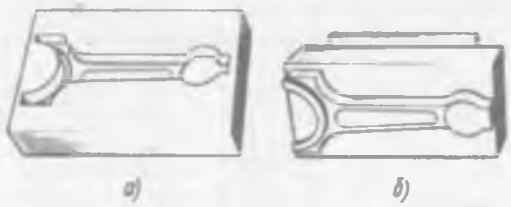


Рис. 21.13. Ковочный штамп шатуна двигателя автомобиля (*а*) и электрод-инструмент из углеграфитизированного материала (*б*)

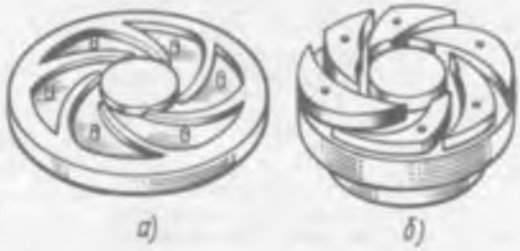


Рис. 21.14. Матрица для штамповки крыльчаток (*а*) и электрод-инструмент из углеграфитизированного материала (*б*)

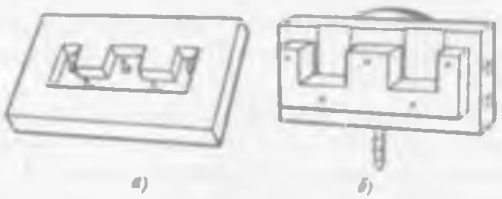


Рис. 21.15. Матрица для штамповки трансформаторного железа (*а*) и электрод-инструмент (*б*)

При обработке штампа электроэрозионным методом трудоемкость последующей слесарной обработки сокращается на 15—20 % за счет более равномерного распределения припуска и меньших параметров шероховатости поверхности. По сравнению с фрезерованием в зависимости от сложности формы трудоемкость обработки снижается в 2—6 раз. При обработке роторов газовых турбин и подобных им изделий применение электроэрозионной обработки межлопаточных каналов взамен фрезерования позволяет не только снижать трудоемкость их изготовления, но и улучшать эксплуатационные качества турбин.

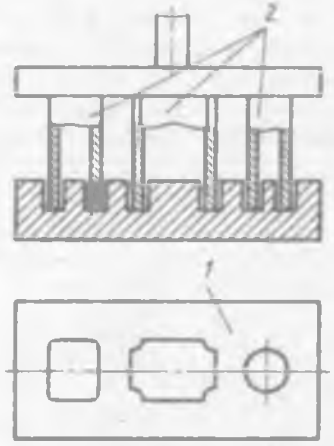


Рис. 21.16. Схема обработки панели методом трепанации:

1 — панель; *2* — электроды-инструменты

Прошивка сквозных отверстий больших размеров. В тех случаях, когда в деталях из труднообрабатываемого материала необходимо получить несколько сквозных фасонных окон, площадь сечения которых превышает 500—1000 мм^2, целесообразно применять электроэрозионный метод с использованием в качестве электрода-инструмента латунных, медных или стальных трубок, имеющих необходимую форму. Схема обработки окон в детали типа панели показана на рис. 21.16. Электрод в этом случае состоит из соответствующим образом расположенных и закрепленных трубок.

Электроискровое изготовление прецизионных сеток. В приборах радиоэлектронной аппаратуры в ряде случаев необходимо изготавливать небольшие и ажурные детали из различных материалов с весьма высокой точностью (до $\pm 0{,}002$ мм) и параметром шероховатости поверхности не более $Ra = 1{,}25 \ldots 0{,}08$ мкм. Изготовление некоторых из этих деталей механическим, электрохимическим и другими способами связано с большими трудностями, а в ряде случаев невозможно.

Сетки некоторых электровакуумных приборов имеют на площадке диаметром 2—10 мм до 900 отверстий, причем ширина перемычек (0,02—0,06 мм) и шаг перемычек (0,1—1 мм) должны быть выдержаны с точностью до $\pm (0{,}002 \ldots 0{,}005)$ мм. Электроэрозионная технология позволяет все отверстия таких сеток изготовлять одновременно. Для обработки используют специальный электрод-инструмент, на торце которого электроискровым способом в двух взаимно перпендикулярных направлениях сделаны пазы шириной, равной толщине перемычки в сетке с учетом зазора (рис. 21.17). Производительность обработки деталей 100—130 шт. в смену.

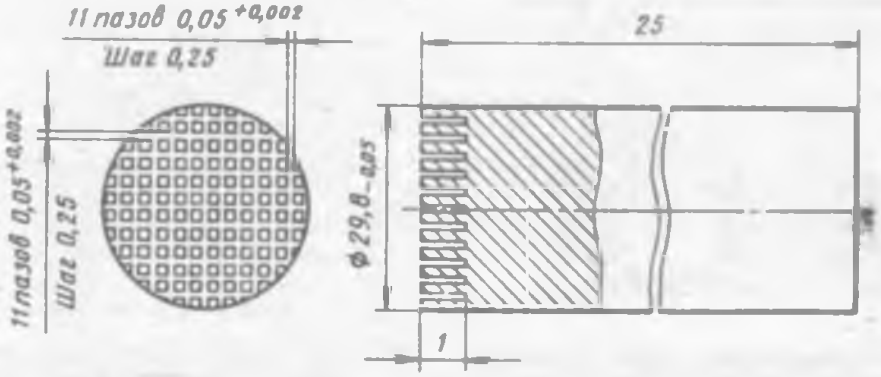


Рис. 21.17. Электрод-инструмент для изготовления прецизионных сеток

Изготовление прецизионных деталей непрофилированным электродом-инструментом. Изготовление электроэрозионным методом копирования электрода-инструмента имеет ряд недостатков (необходимость точного изготовления часто сложного электрода, износ последнего, невозможность получения острых углов, необходимость изготовления для каждого нового профиля своего электрода и др.), которые легко устраняются при использовании в качестве электрода-инструмента проволоки, непрерывно перемещающейся с определенной скоростью. Особенностью этого способа электроискровой обработки является высокая точность изготовления деталей (до 0,002 мм) и хорошее качество обработанной поверхности ($Ra = 1{,}25 \ldots 0{,}63$ мкм и выше).

Эти качества позволяют использовать вырезку проволокой для изготовления взаимозаменяемых и сопрягаемых деталей приборов, что исключает подгонку их при сборке и повышает качество приборов в целом. Электродом-проволокой могут быть изготовлены самые разнообразные профили с высокой точностью и минимальным отходом материала.

Рекомендуемая область применения: различные детали приборов, матрицы штампов, пресс-формы, фильеры, прорезка щелей и пазов, изготовление масок и трафаретов, разрезание полупроводниковых материалов и др. На рис. 21.18, 21.19 показаны примеры изготовления прецизионных деталей непрофилированным электродом-инструментом.

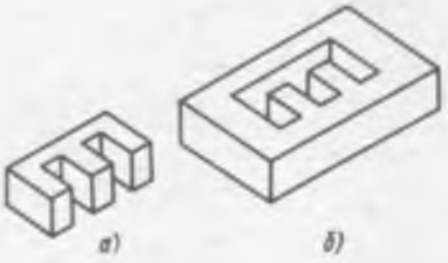


Рис. 21.18. Пуансон (*а*) и матрица (*б*), изготовленные непрофилированным электродом-инструментом

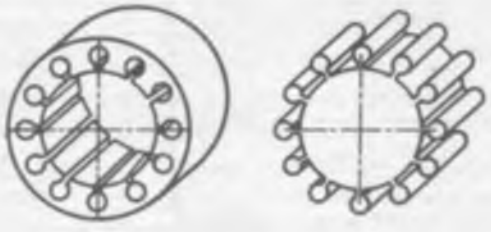


Рис. 21.19. Две сопряженные детали сложной формы, изготовленные непрофилированным электродом-инструментом

Прошивка отверстий в труднодоступных местах. Одной из особенностей электроэрозионного метода обработки является отсутствие какого-либо силового воздействия одного электрода на другой. По существу, обработка осуществляется без непосредственного соприкосновения электрода-изделия с обрабатывающим электродом. Эта особенность дает возможность выполнять нежестким по конструкции инструментами операции, не выполнимые процессами резания. Например, на рис. 21.20 показана схема прошивки соединительного отверстия инструментом, выполненным в форме изогнутого под прямым углом стержня. Подобные операции используют при образовании соединительных каналов в деталях гидронасоса, при обработке глухих шлицев, выточке канавок. Способ позволяет получать детали с улучшенными техническими характеристиками.

Прошивка отверстий с криволинейной осью. Схема образования электроэрозионным методом отверстия с криволинейной осью показана на рис. 21.21. Такие отверстия используют как смазочные канавки или соединительные каналы в некоторых деталях.

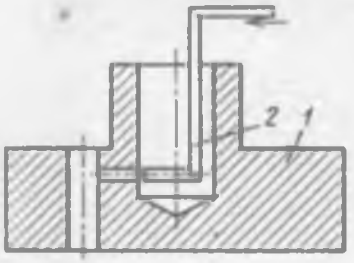


Рис. 21.20. Схема электроэрозионной прошивки отверстия в труднодоступном месте:
1 — деталь; *2* — электрод-инструмент

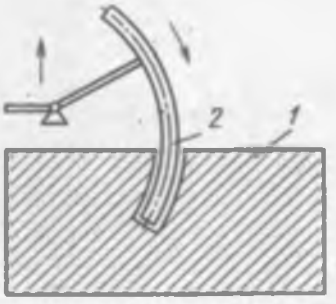


Рис. 21.21. Схема прошивки отверстия с криволинейной осью:
1 — деталь; *2* — электрод-инструмент

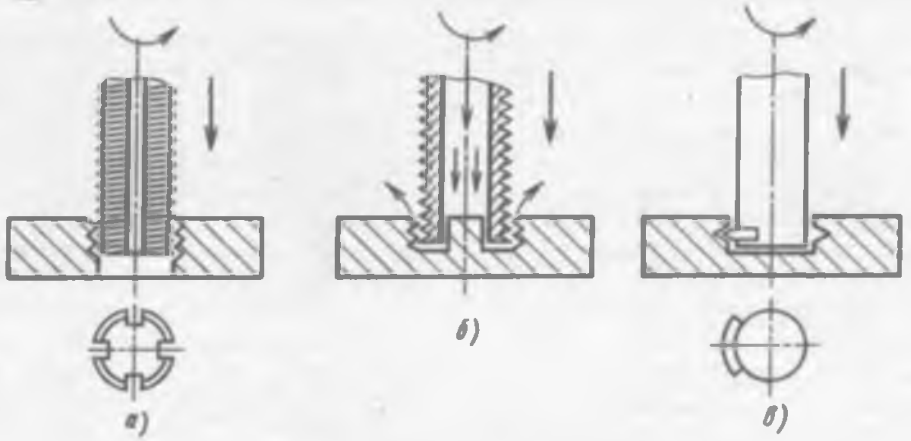


Рис. 21.22. Схема образования резьбы:

а — обрабатывающий электрод имеет прямые канавки для улучшения удаления продуктов эрозии; *б* — полый электрод; *в* — сплошной электрод, который имеет четверть витка

Нарезание резьбы. Электроэрозионное нарезание резьбы в отверстиях — непроизводительный процесс, поэтому применять его следует в исключительных случаях при условии выполнения этой операции в материалах, трудно обрабатываемых механическим способом. Нарезание резьбы осуществляют электродами-инструментами, изготовленными в виде метчика с витками по всему стержню или в виде стержня с частью витка (рис. 21.22). Перемещая такой инструмент вдоль оси на шаг за один оборот, получают резьбу среднего класса точности.

Прошивка узких щелей. Электроэрозионным методом можно прошивать узкие щели и пазы в любых токопроводящих материалах. При ширине щели 0,4—0,8 мм (в деталях из стали) глубина ее не должна превышать 20 мм, при ширине щели свыше 2 мм — глубина может быть до 100 мм.

Электрохимическая обработка. Высокая энергоемкость процесса (10—30 кВт·ч на 1 кг снятого металла) и недостаточно высокая точность обработки (0,1—0,3 мм) определяют рациональные области применения этого метода. Детали, обрабатываемые электрохимическим методом, не должны иметь острых кромок, резких переходов и мест резкого изменения направления скорости движения электролита, так как при этом нарушается ламинарный поток жидкости и качество обработки резко ухудшается.

Электрохимическую обработку в проточном электролите применяют в основном для изготовления деталей сложной формы из жаропрочных сплавов (лопаток, роторов газовых турбин), для изготовления зубчатых реек сложного профиля, для образования канавок в плунжерных втулках, полостей в штампах, прошивки фасонных отверстий и удаления заусенцев.

Образование фасонных полостей. Характерной особенностью электрохимической размерной обработки является использование инструментов, рабочая часть которых полностью копируется в обрабатываемой заготовке при относительно малых зазорах между деталью и инструментом, причем стабилизация межэлектродного зазора существенно влияет на точность обрабатываемой полости.

Процесс образования фасонных полостей может делиться на предварительный для основного съема металла с последующей точной доводкой и окончательный. Этим способом изготовляют штампы, пресс-формы, литейные формы и различные фасонные полости деталей машин относительно небольших габаритных размеров. Схема электрохимической обработки фасонной полости показана на рис. 21.23.

Обработка криволинейных поверхностей (типа лопаток). Электрохимическую обработку широко применяют при изготовлении турбинных лопаток, вследствие того что

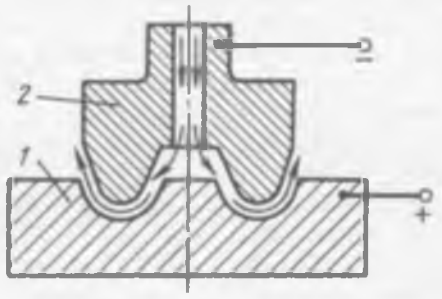


Рис. 21.23. Схема электрохимической обработки сложнофасонных полостей:

1 — деталь; *2* — электрод-инструмент

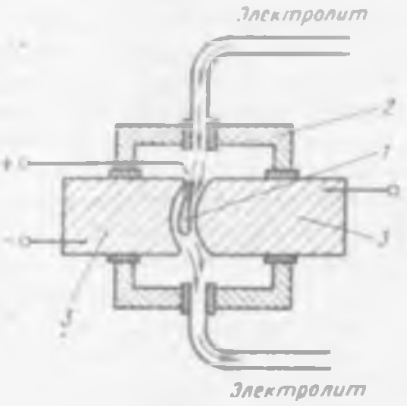


Рис. 21.24. Схема электрохимической обработки профиля лопатки

плавные геометрические формы лопаток создают благоприятные условия для протока электролита и обеспечивают высокое качество обработки. Схема электрохимической обработки профиля лопатки показана на рис. 21.24.

Заготовку *1* с предварительно подготовленными базами помещают в герметичную камеру *2* между двумя обрабатывающими электродами *3*, имеющими по торцам профиль, точно соответствующий профилю корыта и спинки лопатки. Электроды могут быть неподвижными (при снятии припуска не более 0,5 мм) или подвижными с постоянной подачей на заготовку. Электрохимическая обработка турбинной лопатки снижает трудоемкость ее изготовления по сравнению с механической обработкой в 6—7 раз.

Снятие заусенцев с металлических деталей. Обработку осуществляют по принципу локального анодного растворения металла в протоке электролита при малом межэлектродном зазоре (0,5 мм) и сравнительно высоких плотностях тока (2—5 А/см²). Инструмент-катод устанавливают против обрабатываемой поверхности (с заусенцами) детали-анода с определенным зазором, через который прокачивают электролит. Заусенцы и острые кромки растворяются более интенсивно, чем основная поверхность детали, за счет концентрации плотности тока на них. Примеры выполнения операции снятия заусенцев в труднодоступных местах на деталях сложной конфигурации показаны на рис. 21.25. Технико-экономическая эффективность электрохимического снятия заусенцев определяется заменой ручного труда, возможностью полной автоматизации процесса, незначительной стоимостью оборудования и повышением эксплуатационных характеристик изделий за счет улучшения качества обработки.

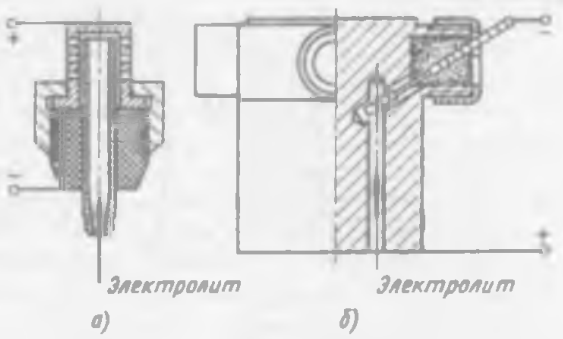


Рис. 21.25. Удаление заусенцев в местах пересечения полостей в форсунке (*а*) и клапане (*б*)

Обработка сложных каналов в корпусных деталях. Для обработки корпусных деталей, имеющих сложные каналы и пазы, применяют метод, основанный на одновременном электрохимическом и абразивном воздействии на заготовку. Отсутствие жесткой связи между инструментом и деталью позволяет обрабатывать сложные фасонные поверхности, используя простую конструкцию инструмента и элементарную схему движения электродов. Обработку применяют для очистки внутренних сложных полостей деталей типа корпусов (рис. 21.26). Обрабатываемый корпус подключают к положительному полюсу источника тока. Внутри корпуса устанавливают один или несколько металлических электродов; внутренний объем корпуса при обработке заполняют электролитом и кусками абразива. Во время обработки корпус и расположенные внутри него электроды вращаются.

Параметр шероховатости обработанной поверхности $Ra = 2{,}5 \ldots 0{,}63$ мкм. Эффективность обработки заключается в исключении слесарной зачистки (сглаживания)

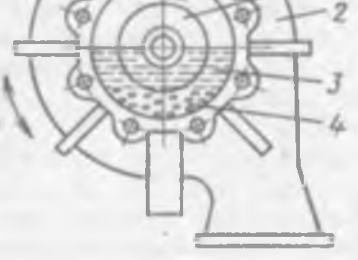


Рис. 21.26. Схема анодно-абразивной обработки:
1 — катод-инструмент; *2* — корпус-анод; *3* — электролит; *4* — абразив

внутренних поверхностей отливок и в сокращении продолжительности операции зачистки в 5—6 раз.

Ультразвуковая обработка. Ультразвуковую обработку используют при образовании глухих и сквозных круглых, а также фасонных отверстий, для ультразвукового фрезерования, ультразвукового шлифования, обработки тел и поверхностей вращения, нарезания резьбы и ряда других операций.

Наибольшее применение метод ультразвуковой обработки нашел при изготовлении штампов, волок, пресс-форм и других деталей из твердых сплавов. Этим методом изготовляют детали из полупроводниковых материалов, стекла и ситалла, а также алмазные волоки. Технологические возможности этого метода обработки видны из примеров, показанных на рис. 21.27—21.29.

На рис. 21.27 изображен ситалловый диск диаметром 200 мм и толщиной 15 мм. В диске выполнено 102 сквозных отверстия. Время прошивки каждого отверстия при подаче суспензии под давлением через инструмент равно 1—1,5 мин. На рис. 21.28 показан цилиндр из оксида алюминия. Цилиндрическим трубчатым инструментом из него вырезан стержень диаметром 5 мм, который затем разрезан одним инструментом на 15 шайб толщиной 2 мм. На рис. 21.29

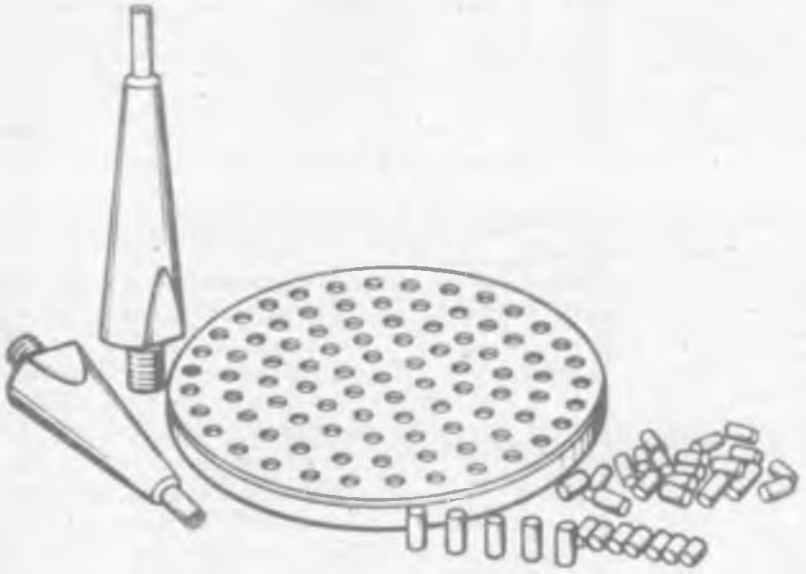


Рис. 21.27. Ситалловый диск с сеткой отверстий и применяемый для их образования инструмент



Рис. 21.28. Детали из оксида алюминия (*а*) и применяемый для их изготовления инструмент (*б*)

изображена звездочка из карбида кремния, копир и инструмент, используемые для обработки. Диаметр звездочки 87,5 мм, толщина 20 мм, точность обработки по контуру 0,2—0,4 мм.

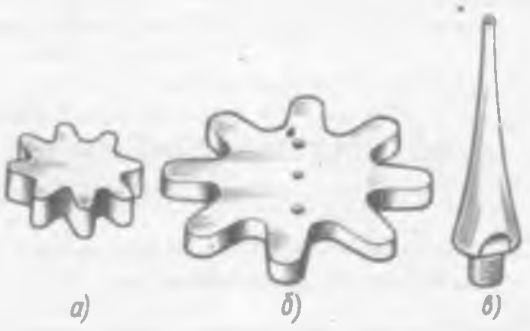


Рис. 21.29. Деталь из карбида кремния (*а*), копир (*б*) и инструмент (*в*)

Электронно-лучевая и светолучевая обработка. Размерную обработку электронным пучком и световым лучом применяют в основном для вырезания заготовок, образования микроотверстий, пазов, щелей и других конструктивных элементов в деталях. Диатонких заготовок. Некоторые данные по размерам отверстий, получаемых электронным пучком и световым лучом в заготовках из различных материалов, приведены в табл. 21.8 и 21.9.

21.8. Размеры отверстий, получаемых при обработке электронным пучком

Материал заготовки	Диаметр отверстия, мм	Толщина материала, мм	Время обработки, с	Материал заготовки	Диаметр отверстия, мм	Толщина материала, мм	Время обработки, с
Вольфрам	0,008	0,03	100	Константан	0,002	0,02	0,5
Молибден	0,01	0,03	30	Латунь	0,008	0,03	5
Железо	0,024	0,1	6	Кварц	0,018	4	180
Серебро	0,001	0,02	3	Стеатит	0,005	0,3	3
Алюминий	0,01	0,03	1	Феррит	0,01	2	2
Титан	0,007	0,03	0,5				
Медь	0,015	0,03	5				

21.9. Размеры отверстий, получаемых при обработке световым лучом

Материал заготовки	Глубина отверстия, мм	Диаметр отверстия, мм	
		на входе	на выходе
Латунь	6,3	0,6	0,05
Коррозионно-стойкая сталь	3,1	0,4	0,075
Никель	3,2	0,7	0,27
Сталь углеродистая	3,0	0,4	0,08
Сталь хромистая	0,1	0,025—0,03	0,01—0,015
Молибден	0,05	0,004—0,005	0,002—0,003

пазон диаметров просверливаемых отверстий колеблется от 2—5 до 100 мкм в зависимости от толщины и типа материала. Минимальную ширину паза, равную 10—30 мкм, достигают лишь при обработке

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Грановский Г. И., Грановский В. Г.** Резание металлов. М.: Высшая школа. 1985. 304 с.

2. **Подураев В. Н.** Технология физико-химических методов обработки. М.: Машиностроение, 1985. 264 с.

3. **Справочник** по электрохимическим и электрофизическим методам обработки/Г. Л. Амитан, И. А. Байсупов, Ю. М. Барон и др.; Под общ. ред. В. А. Волосатова. Л.: Машиностроение, 1988. 720 с.

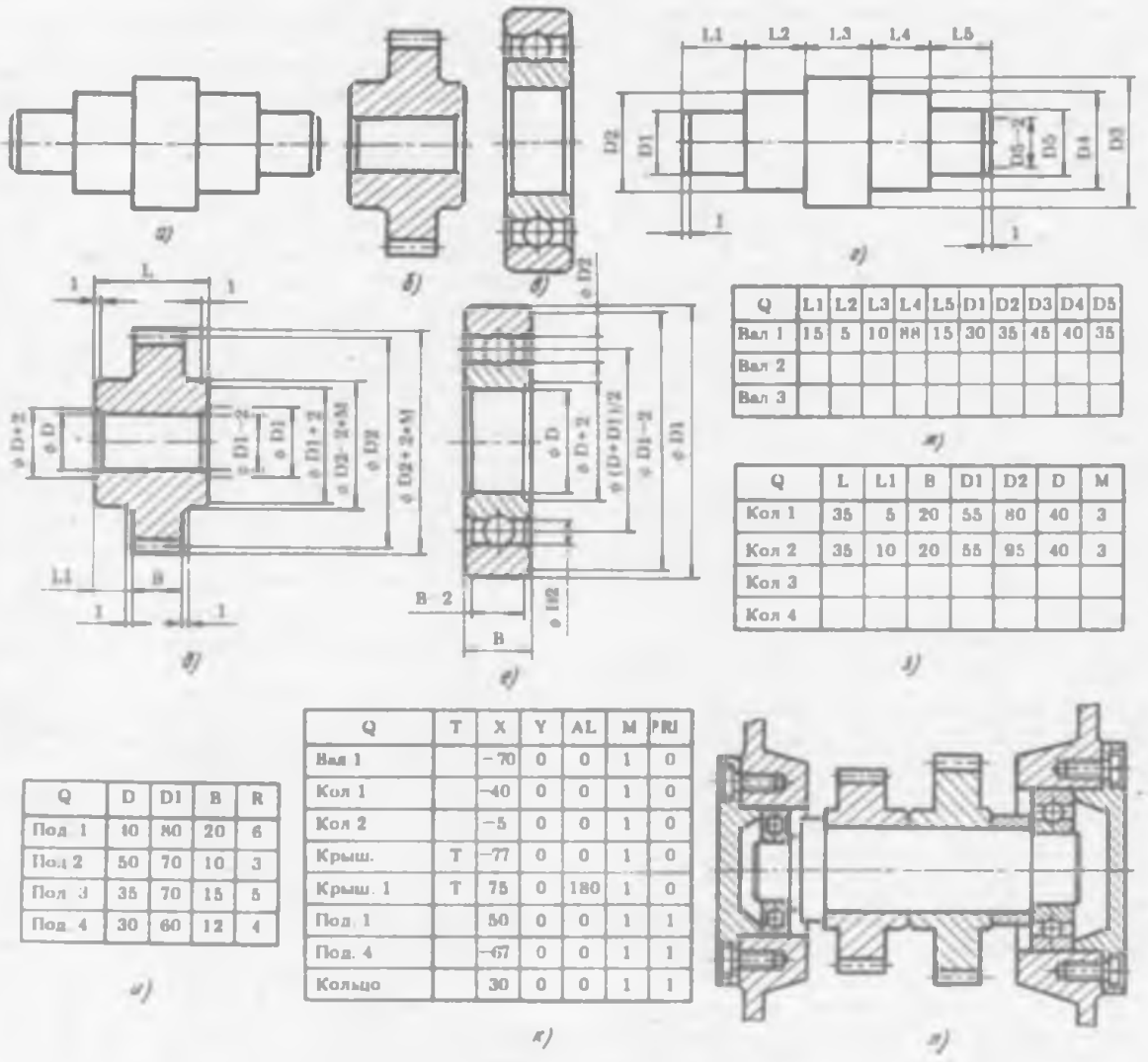
4 **Технологичность** конструкций: Справочное пособие/С. Л. Ананьев, Г. Ю. Виноград, М. А. Елизаветин и др.; Под общ. ред. С. Л. Ананьева и В. П. Купровича. М.: Машиностроение, 1969. 424 с.

5. **Технологичность** конструкции изделия: Справочник/Ю. Д. Амиров, Т. К. Алферова, П. Н. Волков и др.; Под общ. ред. Ю. Д. Амирова. 2-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1990. 768 с.

Глава 22.
АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

22.1. Теоретико-системное представление объектов проектирования

Методическое обеспечение автоматизированного проектирования и конструирования строится на основе теории технических систем [3, 8]. Системой называют конечное множество элементов, связанных друг с другом и образующих органическое единство; связи между элементами называют отношениями. Например, показанный на рис. 22.1 фраг-



Q	L1	L2	L3	L4	L5	D1	D2	D3	D4	D5
Вал 1	15	5	10	88	15	30	35	45	40	35
Вал 2										
Вал 3										

Q	L	L1	B	D1	D2	D	M
Кол 1	35	5	20	55	80	40	3
Кол 2	35	10	20	55	95	40	3
Кол 3							
Кол 4							

Q	D	D1	B	R
Под. 1	40	80	20	6
Под. 2	50	70	10	3
Под. 3	35	70	15	5
Под. 4	30	60	12	4

Q	T	X	Y	AL	M	PRJ
Вал 1		−70	0	0	1	0
Кол 1		−40	0	0	1	0
Кол 2		−5	0	0	1	0
Крыш.	T	−77	0	0	1	0
Крыш. 1	T	75	0	180	1	0
Под. 1		50	0	0	1	1
Под. 4		−67	0	0	1	1
Кольцо		30	0	0	1	1

Рис. 22.1. Этапы разработки графической базы знаний

мент чертежа сборочной единицы состоит из элементов, перечисленных в таблице привязки (рис. 22.1, *к*): вала, двух зубчатых колес, двух крышек в сборе, двух подшипников и кольца. Кроме того, в систему входит корпус, фрагмент которого изображен на рис. 22.1. Между этими элементами имеются отношения, определяющие соединения деталей и сборочных единиц: посадки, резьбовые соединения и т. д.

Элемент и система являются относительными понятиями. Элемент может одновременно являться системой меньших размеров, а система, в свою очередь, может быть элементом системы больших размеров. Например, подшипники, которые являются элементами сборочной единицы, в свою очередь, представляют собой сборочные единицы, состоящие из наружного и внутреннего колец, шариков и сепаратора.

По виду элементов системы делятся на два типа: «Объект», элементами которых являются предметы; «Процесс», элементами которых являются действия (операции).

Символически системы типа процесс (P) изображают в виде четырехугольника, а типа объект (TS) — в виде окружности или прямоугольника со скругленными боковыми сторонами (рис. 22.2).

Искусственные процессы, реализуемые техническими системами, направлены на измене-



Рис. 22.2. Символическое изображение систем различных типов

ние тех или иных свойств объекта действия (операнда), для достижения желаемого состояния операнда при участии людей и технических средств. Такие процессы называют преобразованиями.

Термин «операнд» (Od) используют в качестве общего названия всех предметов, систем и состояний, подвергаемых целенаправленному преобразованию.

В качестве операндов могут выступать материальные объекты, например детали в технологических системах; параметры объектов, например положение в пространстве и во времени в транспортных системах; энергия в энергетических и информация в информационных системах.

Воздействия на операнд выполняется операторами. Эти воздействия являются выходами операторов. На рис. 22.3 представлена общая модель процесса преобразования. Воздействия операторов осуществляются в виде потоков материи (M), энергии (E) и информации (I). Процесс преобразования представляет собой совокупность операций.

Всякая техническая система создается для достижения определенных целей. Например, в качестве целей проектирования технологических систем выступают максимизация таких характеристик, как производительность, гибкость, надежность и т. п.

Техническая функция системы представляет собой способность преобразовывать входные величины в требуемые выходные. Техническая функция технологической системы механической обработки, например, заключается в преобразовании заготовки (Od) в деталь, соответствующую требованиям конструкторского чертежа.

Целевая функция находится с технической в отношении «цель — средство». Внешние технические функции системы определяют ее назначение.

Структура характеризует внутреннюю организацию и порядок построения системы. Структура — это совокупность элементов и отношений между ними.

Отношением (R) называют взаимосвязь или взаимодействие двух или более объектов или процессов. Отношения связывают отдельные элементы в системы. Например, первое зубчатое колесо на сборочном чертеже рис. 22.1, *а* связано с валом посадкой по цилиндрической поверхности и упором в буртик.

При построении унифицированных конструкций важную роль играет наличие подобия. Подобие — это отношение сходства между двумя или более системами (объектами или процессами), определяемое некоторыми общими свойствами. Степень подобия может изменяться от полного равенства (идентичности) до частичного сходства. Возможны функциональное, структурное и другие виды подобия.

Идентичность — это отношение между объектами или процессами, характеризующимися одинаковыми свойствами.

К числу типовых принадлежат сборочные единицы и детали, обладающие функциональной и структурной идентичностью и подобием параметров. Например, на рис. 22.1, *д*, *е* показаны типовая деталь — зубчатое колесо, а также типовая сборочная единица — подшипник. Типовые конструкции представляются с помощью параметризованных изображений. Рабочий чертеж типовой детали или сборочной единицы получают путем замены формальных параметров чертежа фактическими значениями из соответствующих таблиц (рис. 22.1, *з*, *и*). Например, на рис. 22.1, *а* на основе упомянутых типовых конструкций

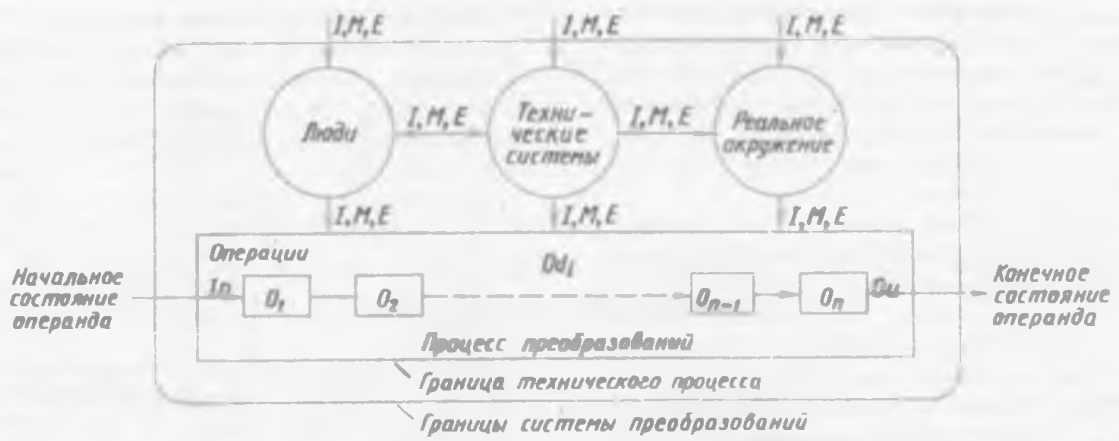


Рис. 22.3. Общая модель процесса преобразования

получены изображения двух различных зубчатых колес и двух шариковых подшипников.

Под групповыми понимают конструкции, обладающие функциональным, структурным и параметрическим подобием. В отличие от типовых структура представителей, входящих в группу, может представлять собой различные наборы элементов групповой конструкции. Например, из чертежа пятиступенчатого вала, рассматриваемого как групповая деталь (см. рис. 22.1, *г*), можно получить чертежи валов с меньшим числом ступеней, а также гладких осей и осей с буртиком.

Под оригинальными понимают конструкции, которые синтезируют из элементов расположенного ниже уровня иерархии: сборочные единицы — из типовых и оригинальных деталей и входящих сборочных единиц; детали — из типовых и оригинальных элементов деталей.

Каждая система, ее элементы и отношения обладают свойствами, присущими этой системе и точно ее определяющими. Свойством является всякий существенный признак объекта или процесса. Свойства, выраженные числами, называют параметрами. Параметрами изделий, например, являются производительность, мощность и т. п.

Каждая система обладает важнейшими системообразующими свойствами. К числу таких свойств относятся: шифр детали (сборочной единицы) и ее наименование, а также функциональное назначение.

Для совокупной характеристики системы выбирают ее существенные свойства.

Модель системы обычно представляют в виде графа (рис. 22.4), который наглядно иллюстрирует приведенные здесь определения и их взаимосвязи применительно к фрагменту сборочной единицы, показанной на рис. 22.1, *а*.

Окружение системы теоретически включает все, что в нее не входит. Реальное окружение состоит из систем, имеющих хотя бы один элемент, выход которого является входом некоторого элемента системы, либо элемент, вход которого является одновременно выходом некоторого элемента системы.

Вход (*In*) представляет внешнее отношение окружающая среда → система. Выход (*Ou*) представляет внешнее отношение система → окружающая среда. Помимо основных входов и выходов системы включают все виды связей с окружающей средой, как желательные, так и нежелательные (помехи), материального (*M*), энергетического (*E*) и информационного (*I*) характера.

Как следует из изложенного выше, для того чтобы спроектировать конструкцию, необходимо определить структуру, параметры, оптимизировать проект, используя свойства в качестве критериев.

22.2. СИСТЕМНО-ИНФОРМАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ИЗДЕЛИЙ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Проектная и конструкторская документация представляет собой главные средства связи между действиями в сфере проектирования (информатики) и действиями в сфере изготовления (материального производства).

Проектировщики и конструкторы, разрабатывая проекты, трудятся в сфере абстракций. Результаты их труда передаются технологам, проектирующим процессы изготовления изделий, которые реализуются в материальной сфере. Для осуществления этих процессов необходимы средства общения между инженерами, которыми являются такие документы (коммуникаты), как технические задания, содержащие описания потребности в изделии с определенными характеристиками; проектная документация, содержащая описание изделий как системы, а также его конструктивного вида; рабочие чертежи, содержащие запись конструкции.

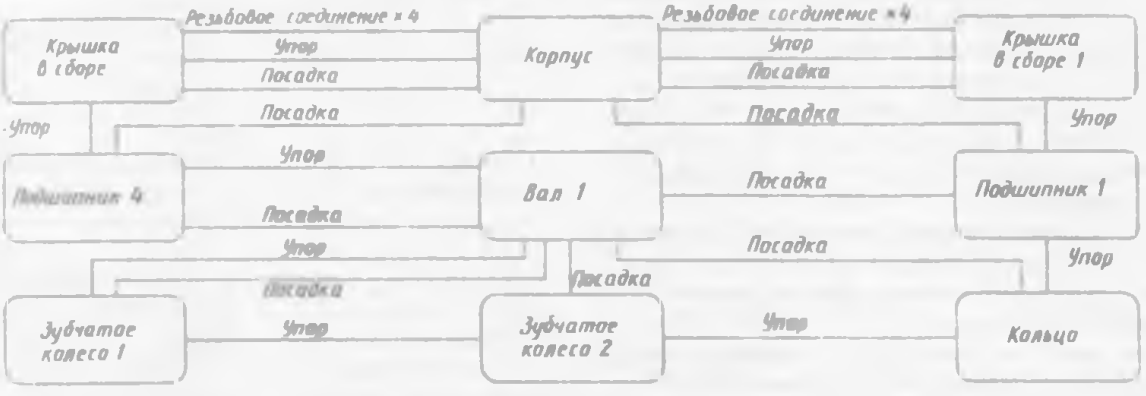


Рис. 22.4. Общая модель системы

Проектирование и конструирование охватывают теорию записи (прежде всего записи конструкции), что, в свою очередь, связано с проблемой кодов — основой языка техники [1].

Под записью конструкции до сих пор понимали чертеж, выполняемый в соответствии с ЕСКД. Однако чертеж — лишь один из способов такой записи.

В связи с использованием САПР в проектно-конструкторском процессе возникают проблемы разработки новых языков записи проектно-конструкторских данных.

Эти проблемы разбивают на два больших класса: проблемы внутримашинного представления проектно-конструкторских данных; проблемы внешнего отображения этих данных.

Настоящий раздел посвящен проблемам первого класса. Проблемы второго класса решают методами машинной геометрии и графики. Внешнее отображение может производиться как в виде традиционных чертежей, соответствующих стандартам (с выводом на бумажный носитель или без него), так и в виде записи конструкции фотографического типа, которая во многих случаях более доходчива, чем технический чертеж, и могла бы в перспективе заменить чертежи общих видов и сборочные [1]. В последнем случае необходимо располагать программно-техническими средствами объемной машинной графики.

Чертежи деталей, выполненные в соответствии с ЕСКД, представляют собой документ, предназначенный для специалистов. Данные чертежей в ЭВМ, сформированные с помощью машинной графики, не могут быть использованы для дальнейшей автоматизированной обработки, в частности для автоматизированного проектирования технологических процессов.

Как принято в современной информатике, внутримашинное представление проектно-конструкторских данных должно быть реализовано на основе концепции интегрированных баз данных (БД). База данных представляет собой совокупность предназначенных для машинной обработки данных, которая служит для удовлетворения нужд многих пользователей в рамках одного или нескольких предприятий [7].

В настоящее время признаны три уровня абстракции для определения структуры базы данных: концептуальный; уровень реализации; физический.

Основой для построения структуры базы данных на первых двух уровнях является *модель данных* — представление данных и их взаимосвязей, описывающее понятия проблемной среды [7].

Концептуальная модель — это представление полного информационного содержания проблемно-ориентированной базы данных в абстрактной форме, не зависящей от любой фактической реализации (т. е. от любой конкретной системы технического и программного обеспечения). Концептуальная модель изделий машиностроения является составной частью методического обеспечения САПР.

Модель реализации — это представление концептуальной модели с учетом используемых программно-технических средств.

Физическая модель — это физическая структура базы данных, определяющая формат хранимой записи, логическое и физическое упорядочение, возможные пути доступа, а также распределение базы данных с различными типами данных по устройствам [7].

Концептуальный уровень является ядром БД. Как было отмечено выше, концептуальная модель — это полное представление данных «как они есть», без учета специфики реализации. Концептуальная модель описывается *концептуальной схемой*, которая в данном случае должна содержать описание изделия как технической системы.

При использовании метода объектного представления концептуальной модели основу ее составляет иерархия объектов (табл. 22.1).

22.1. Классификация объектов системно-информационной модели изделия машиностроения

Модели	Подмодели	Элементы моделей
Общесистемных данных	—	Комплекс Комплект Сборочная единица Деталь Конструктивный элемент детали Конструкторско-технологический элемент Элемент формы основной Элемент формы дополнительный
Системно-структурная	—	Модель состава изделия Модель связей подсистем Модель свойств объектов Модель свойств связей Свойства объекта Свойства связи

Продолжение табл. 22.1

Модели	Подмодели	Элементы моделей
Номинальной конфигурации	—	Геометрия Топология Модель формы
Физической реализации	Точности изготовления	Размерные связи Отклонения формы Отклонения расположения Суммарные отклонения формы и расположения Посадки Шероховатость Точность резьбовых соединений Точность шпоночных соединений Точность шлицевых соединений Точность зубчатых соединений Точность прочих соединений
	Свойств материала	Марка материала Твердость Покрытия Свойства однородных материалов Свойства композиционных материалов
	Вспомогательных данных	Литера документа Масштаб изображения Порядковый номер листа Общее число листов Разработчики Таблица изменений Данные подлинника Данные дубликата Номера авторских свидетельств Синонимы Дата

При концептуальном проектировании в обязательном порядке должны использоваться понятия (концепции), установленные стандартами.

Наиболее общей категорией в рассматриваемой области является изделие, под которым понимают любой предмет или набор предметов производства, подлежащих изготовлению. Стандартом установлены следующие виды изделий: комплексы, комплекты, сборочные единицы и детали. Таким образом, между родовым понятием «изделие» и перечисленными его разновидностями установлено отношение «род — вид». Вместе с тем каждое конкретное изделие может состоять из частей — комплексов, комплектов, сборочных единиц и деталей. Между ними устанавливается отношение «целое — часть». В зависимости от того, имеются ли в изделиях составные части или нет, их делят на специфицированные (сборочные единицы, комплексы, комплекты) и неспецифицированные (детали).

Комплекс включает в себя два или более специфицированных изделия, не соединенных на предприятии-изготовителе сборочными операциями, но предназначенных для выполнения взаимосвязанных эксплуатационных функций. В комплекс кроме изделий, выполняющих основные функции, могут входить детали, сборочные единицы и комплекты, предназначенные для выполнения вспомогательных функций. Таким образом, комплекс является старшим в иерархии понятий «целое — часть».

Комплект — это два или более изделия, не соединенных на предприятии-изготовителе сборочными операциями и представляющих собой набор изделий (сборочных единиц, деталей), имеющих общее назначение вспомогательного характера. Следовательно, комплект в иерархии «целое — часть» занимает промежуточное положение между комплексом и сборочной единицей.

Сборочной единицей называют изделие, составные части которого подлежат соединению между собой на предприятии-изготовителе сборочными операциями. Сборочная единица может состоять из других сборочных единиц (подсборок) и деталей.

Деталью называют изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций. Деталь является простейшим неспецифицированным изделием и занимает в их числе нижний уровень иерархии «целое — часть».

В различной нормативно-технической и справочной конструкторской документации содержатся параметризованные конструктивные элементы деталей в совокупности с соответствующими таблицами стандартных параметров. При конструировании оригинальных деталей методом синтеза с использованием средств интерактивной машинной графики эти элементы должны стать основными операционными элементами.

Конструктивным элементом детали называют совокупность смежных поверхностей, имею-

щих, как правило, определенное конструктивное функциональное назначение.

В качестве конструктивных элементов детали первого уровня выступают ее стороны, отображаемые, как правило, на различных проекциях чертежа детали и обрабатываемые за несколько установов.

Осесимметричные детали имеют две стороны — правую и левую. Можно считать, что плоские детали состоят из двух сторон. Корпусные детали могут иметь шесть и более сторон. В иерархии элементов технологических процессов стороне соответствует установ заготовки в приспособлении на станке.

Эффективность автоматизации конструирования оригинальных деталей во многом определяется тем, насколько удачен набор используемых конструктивных элементов, представляющих собой наиболее часто применяемые в каждом конкретном случае конструктивно подобные фрагменты деталей. Следовательно, набор конструктивных элементов не может быть фиксирован заранее. Его определяют в каждом конкретном случае, исходя из удобства работы конструкторов.

В связи с тем, что концептуальная модель должна служить для создания сквозных конструкторско-технологических САПР, в рассматриваемой иерархии должен быть уровень, обеспечивающий связь между конструкторскими и технологическими решениями. При проектировании типовых и групповых технологических процессов такими уровнями являются унифицированные сборочные единицы и детали. Для синтеза единичных технологических процессов должен быть особый уровень конструкторско-технологических элементов.

Конструкторско-технологическим элементом называют совокупность смежных поверхностей, принадлежащих одной из сторон детали с привязанными к ней типовыми цепочками переходов, однородных по виду обработки (токарной, сверлильно-расточной, фрезерной и т. п.). В иерархии элементов технологических процессов конструкторско-технологический элемент соответствует позиции обработки заготовки на станке.

Ниже конструкторско-технологических элементов располагаются *элементы формы*, которые делят на основные и вспомогательные. К основным элементам формы относятся ступени отверстий и наружных поверхностей вращения различных типов, открытые, полуоткрытые и закрытые поверхности, включая плоскости. К дополнительным элементам формы, которые располагаются на основных элементах, принадлежат канавки различных типов, центровые отверстия, фаски, скругления, галтели, уступы, окна и т. п. Элементам формы в технологической иерархии соответствует переход обработки.

Ниже элементов формы располагаются уровни геометрических объектов: поверхностей, линий, точек. Иерархия геометрических объектов определяется размерностью их математической модели. *Поверхности* как двумерные элементы занимают верхний уровень. *Линии* как одномерные элементы, которые могут располагаться на поверхностях, занимают промежуточное положение. Нижний уровень иерархии геометрических объектов занимают точки, являющиеся нульмерными элементами. *Точки* могут принадлежать линиям.

Наконец, нижнюю ступень иерархии занимают *скалярные величины*, используемые как параметры для определения объектов вышерасположенных уровней.

Помимо рассмотренной схемы отношения «целое — часть» при построении концептуальной модели изделий необходимо построить схему отношений «род — вид» для установления множества понятий, используемых на каждом из определенных выше уровней иерархии.

Поскольку разновидности понятий, которые должны использоваться на уровнях комплекс, комплект, сборочная единица, деталь и конструктивный элемент, в определяющей степени зависят от типажа проектируемых изделий, то построить абстрактно отношения «род — вид» для этих уровней не представляется возможным.

Поэтому здесь рассмотрены базовые концептуальные схемы «род — вид» для уровней иерархии от конструкторско-технологических элементов и ниже.

Отношения «род — вид» будем рассматривать по иерархическим уровням снизу вверх.

Разновидности геометрических элементов описаны в следующем подразделе.

В число базовых элементов формы обычно включают такие видовые объекты: ступень цилиндрическая наружная, ступень коническая наружная, ступень резьбовая цилиндрическая наружная, ступень резьбовая коническая наружная, ступень радиусная наружная, поверхность вращения фасонная наружная, канавка прямоугольная, канавка прямоугольная торцовая, канавка трапециедальная, канавка радиусная, канавка радиусная торцовая, канавка трапецеидальная торцовая, канавки для выхода шлифовального круга, канавка зарезьбовая, ступень отверстия цилиндрическая сквозная и глу-

хая, ступень отверстия цилиндрическая резьбовая сквозная и глухая, ступень отверстия коническая сквозная и глухая, ступень отверстия коническая резьбовая сквозная и глухая, ступень отверстия радиусная сквозная и глухая, поверхность вращения фасонная внутренняя, отверстия центровые, фаска, скругление, галтель, буртик, шлицы, зубчатые венцы, цековки, бобышки, пазы, ребра, канавки плоские, поверхность открытая, поверхность полуоткрытая, поверхность закрытая, контур, уступ, окно.

Выше были описаны элементы, из которых складывается описание изделий машиностроения как технических систем.

При проектировании системы необходимо для каждого из ее иерархических уровней определить: свойства системы; состав элементов системы; отношения между элементами системы и свойства этих отношений. Помимо этого, необходимо иметь возможность определения свойств объектов, не подлежащих рассмотрению в качестве систем нижнего уровня иерархии, т. е. неделимых элементов.

Для обеспечения возможностей системного описания изделий машиностроения в концептуальную информационную модель вводят следующие разделы: модели общесистемных данных; системно-структурную модель.

Модель общесистемных данных содержит информацию по всем конструктивным уровням иерархии, содержащимся в концептуальной схеме отношений «целое — часть».

В общесистемные данные деталей, сборочных единиц, комплектов и комплексов включают информацию, содержащуюся в штампе соответствующей документации: код организации-разработчика, класс, подкласс, группа, подгруппа, вид, порядковый номер, номер исполнения, наименование и т. п. Кроме этого, для детали и сборочной единицы вводятся данные о модели их номинальной конфигурации, массы и габаритных размеров, а для детали — марки материала.

Общесистемные данные, характеризующие сторону детали, включают ссылку на параметры ориентированной основной поверхности (плоскости, цилиндра, сферы и т. п.), определяющей расположение этой стороны.

Общесистемные данные конструкторско-технологического элемента и элемента формы представляют собой модель их номинальной конфигурации.

Помимо общесистемных данных, постоянно присущих каждому объекту, возможны переменные свойства. Поэтому в состав информационной модели вводят раздел «Свойства объекта». Состав этих свойств в зависимости от специфики объектов может расширяться. В их число обычно включают данные об изготовителе, серийности производства, общие характеристики точности и шероховатости поверхностей изделий, габаритные размеры изделий различной конфигурации и их функциональное назначение.

Привязка свойств к конкретным объектам производится с помощью модели свойств объектов.

Состав элементов системы (изделия) в концептуальной информационной модели определяется *моделью состава изделия*, в которой для каждого уровня иерархии изделий дается полный перечень его подсистем и элементов, а также локальные системы координат, задающие расположение объекта в изделии.

Отношения между элементами изделия в концептуальной информационной модели задаются с помощью *модели связей подсистем*.

Каждая связь может обладать свойствами. Концептуально возможны три категории связей: материальные, энергетические и информационные. Ниже подробно рассмотрены *материальные связи*, включающие соединения деталей и связи элементов деталей.

Соединения деталей делят на разъемные и неразъемные. К разъемным соединениям относятся резьбовые шпоночные и шлицевые соединения, а также зубчатые передачи. К неразъемным относятся заклепочные, сварные, паяные и клееные соединения. Номенклатура соединений деталей может быть расширена.

Каждый тип соединения, а также их точностные характеристики определяются набором стандартных параметров.

В число связей элементов деталей включаются характеристики связей геометрических и конструктивных элементов.

Свойства отношений между элементами систем в концептуальной информационной модели задаются с помощью *модели свойств связей*, в которой любой связи могут быть поставлены в соответствие одно или несколько свойств.

Помимо изложенного системного описания информационная модель изделий машиностроения включает тесно взаимосвязанные с этим описанием модели их номинальной конфигурации и физической реализации, а также вспомогательные данные.

Модель номинальной конфигурации представляет собой идеализированную тополого-

геометрическую модель формы и взаимного расположения компонентов изделия.

Модель физической реализации предназначена для определения характеристик реальных деталей и включает модели точности изготовления и свойств материала.

Модель точности изготовления включает свойства как объектов, так и их связей.

К числу точностных характеристик объектов относятся требования к отклонениям формы и шероховатости. Точностные характеристики связей объектов включают: размерные связи и их точности, отклонения расположения, посадки, точности резьбовых, шпоночных и шлицевых соединений, а также зубчатых передач.

Модель свойств материала включает его марку, твердость, данные о покрытиях, а также свойства однородных и композиционных материалов, используемых для проведения прочностных и тепловых расчетов методом конечных элементов.

Вспомогательные данные включают служебную информацию, заносимую в конструкторскую документацию: литеру документа, масштаб изображения, номер листа и число листов, данные разработчиков, таблицу изменений, данные подлинника и дубликата, номера авторских свидетельств, даты подписей документов.

В табл. 22.2—22.14 показаны примеры концептуальной модели фрагмента сборочного чертежа редуктора, приведенного на рис. 22.1, *а*, и входящей в него детали «кольцо», чертеж которой дан на рис. 22.5.

22.2. Модель состава изделия

СИСТЕМА	ПОДСИСТЕМА	СИСТЕМА КООРДИНАТ
РЕДУКТОР	КОРПУС	СК1
РЕДУКТОР	ВАЛ 1	СК2
РЕДУКТОР	ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО 1	СК3
РЕДУКТОР	ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО 2	СК4
РЕДУКТОР	КРЫШКА В СБОРЕ	СК5
РЕДУКТОР	КРЫШКА В СБОРЕ 1	СК6
РЕДУКТОР	ПОДШИПНИК 1	СК7
РЕДУКТОР	ПОДШИПНИК 4	СК8
РЕДУКТОР	КОЛЬЦО	СК9
КРЫШКА В СБОРЕ	КРЫШКА 1	СК21

Продолжение табл. 22.2

СИСТЕМА	ПОДСИСТЕМА	СИСТЕМА КООРДИНАТ
КРЫШКА В СБОРЕ	БОЛТ 1	СК22
КРЫШКА В СБОРЕ	БОЛТ 2	СК23
КРЫШКА В СБОРЕ	БОЛТ 3	СК24
КРЫШКА В СБОРЕ	БОЛТ 4	СК25
КОЛЬЦО	НАРУЖНАЯ ПОВЕРХНОСТЬ ВРАЩЕНИЯ	СК9
КОЛЬЦО	ОТВЕРСТИЕ 1	СК9
НАРУЖНАЯ ПОВЕРХНОСТЬ ВРАЩЕНИЯ	СТУПЕНЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ НАРУЖНАЯ 1	СК9
НАРУЖНАЯ ПОВЕРХНОСТЬ ВРАЩЕНИЯ	СТУПЕНЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ НАРУЖНАЯ 2	СК9
ОТВЕРСТИЕ	СТУПЕНЬ ОТВЕРСТИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ СКВОЗНАЯ	СК9
СТУПЕНЬ ОТВЕРСТИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ СКВОЗНАЯ	ФАСКА 1	СК9
СТУПЕНЬ ОТВЕРСТИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ СКВОЗНАЯ	ФАСКА 2	СК9

22.3. Модель связей подсистем

НОМЕР СВЯЗИ	ПОДСИСТЕМА 1	ПОДСИСТЕМА 2
1	КОРПУС	ПОДШИПНИК 1
2	КОРПУС	ПОДШИПНИК 4
3	ВАЛ	ПОДШИПНИК 1
4	ВАЛ	ПОДШИПНИК 4
5	ВАЛ	ПОДШИПНИК 4
21	СТУПЕНЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ НАРУЖНАЯ 1	СТУПЕНЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ НАРУЖНАЯ 2

22.4. Модель свойств объектов

МОДЕЛЬ СВОЙСТВ ОБЪЕКТОВ	
ОБЪЕКТ	СВОЙСТВО
КОЛЬЦО	ГАБАРИТЫ ТЕЛ ВРАЩЕНИЯ 1
КОЛЬЦО	ШЕРОХОВАТОСТЬ ОСТАЛЬНОГО 1
КОЛЬЦО	ТОЧНОСТЬ ОСТАЛЬНОГО 1
СТУПЕНЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ НАРУЖНАЯ 1	ШЕРОХОВАТОСТЬ ТОРЦА
СТУПЕНЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ НАРУЖНАЯ 2	ШЕРОХОВАТОСТЬ ТОРЦА
СТУПЕНЬ ОТВЕРСТИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ СКВОЗНАЯ 1	ШЕРОХОВАТОСТЬ ОТВЕРСТИЯ
СТУПЕНЬ ОТВЕРСТИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ СКВОЗНАЯ 1	ТОЧНОСТЬ ДИАМЕТРА ОТВЕРСТИЯ

22.5. Модель свойств связи

НОМЕР СВЯЗИ	СВОЙСТВО
1	ПОСАДКА 1
2	ПОСАДКА 1
3	ПОСАДКА 2
4	ПОСАДКА 2
:	:
21	ОТКЛОНЕНИЕ РАСПОЛОЖЕНИЯ 1
21	ЛИНЕЙНЫЙ РАЗМЕР 1

22.6. Ступень цилиндрическая наружная

НАИМЕНОВАНИЕ	СТОРОНА ДЕТАЛИ	ДИАМЕТР, ММ
СТУПЕНЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ НАРУЖНАЯ 1	ЛЕВАЯ	100
СТУПЕНЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ НАРУЖНАЯ 2	ПРАВАЯ	100

22.7. Ступень отверстия цилиндрическая сквозная

НАИМЕНОВАНИЕ	ДИАМЕТР, ММ
СТУПЕНЬ ОТВЕРСТИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ СКВОЗНАЯ 1	80

22.8. Фаска

НАИМЕНОВАНИЕ	ШИРИНА, ММ	УГОЛ, ГРАД
ФАСКА 1	1	45
ФАСКА 2	1	45

22.9. Посадка

НАИМЕНОВАНИЕ	ТОЧНОСТЬ ОТВЕРСТИЯ	ТОЧНОСТЬ ВАЛА
ПОСАДКА 1	ТОЧНОСТЬ ОТВЕРСТИЯ 1	ТОЧНОСТЬ ВАЛА 2
ПОСАДКА 2	ТОЧНОСТЬ ОТВЕРСТИЯ 2	ТОЧНОСТЬ ВАЛА 2

22.10. Линейный размер

НАИМЕНОВАНИЕ	ТИП ЛИНЕЙНОГО РАЗМЕРА	ЛИНЕЙНАЯ ТОЧНОСТЬ	ПРИЗНАК РАЗМЕРА
ЛИНЕЙНЫЙ РАЗМЕР 1	ПООСИ X	ТОЧНОСТЬ ОСТАЛЬНОГО 1	РАЗМЕР ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ

22.11. Линейная точность

НАИМЕНОВАНИЕ	ОСНОВНОЕ ОТКЛОНЕНИЕ	КВАЛИТЕТ
ТОЧНОСТЬ ОСТАЛЬНОГО 1	h	14
ТОЧНОСТЬ ДИАМЕТРА ОТВЕРСТИЯ	H	9
ТОЧНОСТЬ ОТВЕРСТИЯ 1	H	7
ТОЧНОСТЬ ОТВЕРСТИЯ 2	H	7
ТОЧНОСТЬ ВАЛА 1	k	6
ТОЧНОСТЬ ВАЛА 2	k	6

22.12. Отклонение расположения

НАИМЕНОВАНИЕ	ВИД ОТКЛОНЕНИЯ	ДОПУСК, ММ
ОТКЛОНЕНИЕ РАСПОЛОЖЕНИЯ 1	ОТКЛОНЕНИЕ ОТ ПАРАЛЛЕЛЬНОСТИ	0,01

22.13. Шероховатость

НАИМЕНОВАНИЕ	ЗНАК ШЕРОХОВАТОСТИ	ПАРАМЕТР ШЕРОХОВАТОСТИ, МКМ
ШЕРОХОВАТОСТЬ ОСТАЛЬНОГО 1	RZ	40
ШЕРОХОВАТОСТЬ ТОРЦА	RA	1,25
ШЕРОХОВАТОСТЬ ОТВЕРСТИЯ	RA	2,5

22.14. Габариты тел вращения

НАИМЕНОВАНИЕ	НАИБОЛЬШИЙ ДИАМЕТР, ММ	НАИМЕНЬШИЙ ДИАМЕТР, ММ	ДЛИНА, ММ
ГАБАРИТЫ ТЕЛ ВРАЩЕНИЯ 1	100	80	17

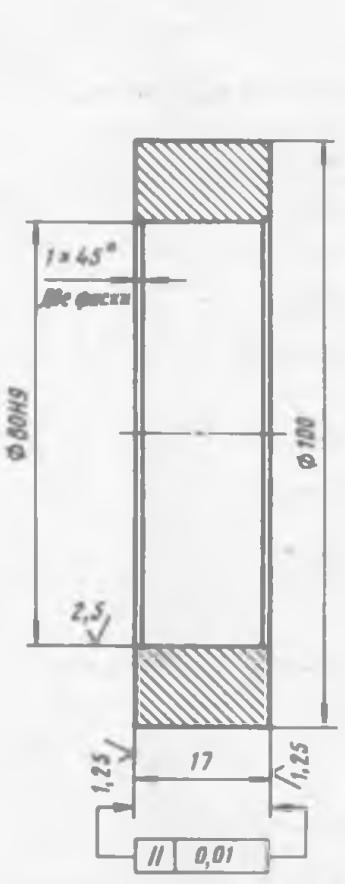


Рис. 22.5. Чертеж детали «кольцо»

22.3. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ИЗДЕЛИЙ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Геометрические модели необходимы для представления номинальной конфигурации машиностроительных изделий, т. е. той идеальной формы, которой должны были бы соответствовать реальные изделия.

Геометрическая модель, как разновидность модели математической, охватывает определенный класс абстрактных геометрических объектов и отношений между ними. Математическое отношение — это правило, связывающее абстрактные объекты. Многие отношения описываются с помощью математических операций, связывающих один (унарная операция), два (бинарная операция) или более операнда с другим объектом или множеством объектов (результатом операции).

При автоматизации проектирования принято определять геометрические модели в правой прямоугольной системе координат. Эти же системы координат используют в качестве локальных при задании и параметризации геометрических объектов.

В табл. 22.15 приведена классификация базовых геометрических объектов, используемых в САПР. В зависимости от размерности параметрических моделей, необходимых для представления геометрических объектов, их делят на нульмерные, одномерные, двумерные и трехмерные. Нульмерные и одномерные классы геометрических объектов могут моделироваться как в двух координатах (2D) на плоскости, так и в трех координатах (3D) в пространстве. Двумерные и трехмерные объекты могут моделироваться только в пространстве.

Нульмерными геометрическими объектами являются точки. Точка может принадлежать линии или поверхности либо моделироваться независимой на плоскости или в пространстве.

Класс одномерных геометрических объектов образуют векторы и линии. В зависимости от назначения рассматривают векторы направления и векторы переноса. Векторы направления имеют единичную длину и называются ортами. Векторы переноса имеют заданную длину.

Линии на плоскости делятся на два подкласса: 1) простые, изучаемые в аналитической геометрии; 2) составные, с помощью которых описывают все остальные линии. К числу составных линий относятся кусочно-полиномиальные, с помощью которых представляют произвольные гладкие кривые, и кон

22.15. Классификация геометрических объектов

Класс	Разновидность	Тип	Объект
Нульмерные	На плоскости (2D)	Точки	Точка на плоскости Точка на линии
	В пространстве (3D)	Точки	Точка в пространстве Точка на линии Точка на поверхности
Одномерные	На плоскости (2D)	Векторы	Вектор направления Вектор переноса
		Линии	Прямая Окружность Эллипс Гипербола Парабола Кривая Безье Кривая *B*-сплайна Контур
	В пространстве (3D)	Векторы	Вектор направления Вектор переноса
		Линии	Прямая Кривая Безье Кривая *B*-сплайна Параметрическая Пересечения поверхностей Проекции на поверхность Составная Каркас
Двумерные	Аналитические	Простые поверхности	Плоскость Цилиндр Конус Сфера Эллипсоид Гиперболоид двуполостный Гиперболоид однополостный Параболоид эллиптический Параболоид гиперболический Эллиптический цилиндр Гиперболический цилиндр Параболический цилиндр Тор
	Составные	Кинематические	Поверхность вращения Цилиндроид
		Кусочно-полиномиальные	Поверхность Безье Поверхность *B*-сплайна
		Поверхностные модели	Незамкнутые многогранные Незамкнутые поверхностные

Продолжение табл. 22.15

Класс	Разновидность	Тип	Объект
Двумерные	Составные	Поверхностные модели	
			Замкнутые многогранные
			Замкнутые поверхностные
Трехмерные	Простые	Примитивы	Тело блока
			Тело прямоугольного клина
			Тело прямого кругового цилиндра
			Тело прямого кругового конуса
			Тело сферы
			Тело тора
		Кинематические тела	Тело вращения
			Цилиндрическое тело
	Составные	Объемные модели	Многогранная
			Поверхностная
			Модель конструктивной геометрии

туры, образуемые отрезками всех перечисленных типов линий.

В пространстве линии могут моделироваться как независимые, принадлежать поверхности или совокупности поверхностей, описывающих изделие. В качестве независимых пространственных линий используются прямые и кусочно-полиномиальные кривые.

Линии, принадлежащие поверхностям, могут задаваться в параметрической форме посредством установления функциональной зависимости между параметрами, через которые определяется поверхность. Такие линии, в частности, используются для задания траекторий инструментов при обработке поверхностей на станках с ЧПУ. Другими способами задания подобных линий являются пересечение двух поверхностей, проекция плоской линии на поверхность, а также комбинация отрезков линий различных типов.

Простейшим способом геометрического моделирования машиностроительных изделий является каркас, представляющий собой совокупность отрезков линий, принадлежащих поверхности изделия.

Класс двумерных геометрических объектов составляют простые аналитические и составные поверхности. К числу первых помимо поверхностей, изучаемых в аналитической геометрии, относится поверхность четвертого порядка — тор. Подкласс составных поверхностей образуют кинематические, кусочно-полиномиальные поверхности и поверхностные модели изделий. К числу наиболее распространенных кинематических принадлежат поверхности вращения, формируемые вращением произвольной образующей линии вокруг оси, и цилиндроиды, формируемые поступательным движением прямой вдоль произвольной направляющей линии.

Поверхностные модели изделий образуют замкнутые и незамкнутые оболочки. Незамкнутая оболочка представляет собой совокупность поверхностей, имеющую границы и используемую как частичная модель детали. Замкнутая оболочка, как и замкнутая поверхность (сфера, эллипсоид, тор), не имеет границ и формирует полную поверхностную модель детали. Поверхностные модели могут быть многогранными и формироваться из кусков плоскостей, аппроксимирующих поверхность изделия, либо формироваться из множества в общем случае криволинейных поверхностей, ограничивающих объем детали.

Класс трехмерных геометрических объектов охватывает твердые тела, т. е. объекты, состоящие из всех граничных точек, принадлежащих замкнутой поверхностной оболочке, и всех точек, формирующих объем объекта. Как и поверхности, трехмерные объекты делятся на простые и составные. Простые включают такие примитивы, как тела призматического блока, цилиндра, конуса и т. п., а также кинематические тела, ограниченные

описанными выше кинематическими поверхностями. Составные объекты представляют собой объемные модели изделий, ограниченных многогранными и поверхностными замкнутыми оболочками, а также модели конструктивной геометрии, которые будут рассмотрены ниже.

В геометрии для задания линий и поверхностей используются два основных метода: аналитический и параметрический. Применяемые при этом обозначения приведены в табл. 22.16.

С использованием введенных обозначений в табл. 22.17 и табл. 22.18 приведены математические выражения базовых одномерных и двумерных геометрических объектов.

22.16. Геометрические обозначения

Геометрический объект	Метод задания		Частные производные				
	параметрический	аналитический	u	v	x	y	z
Линия	$\mathbf{l}(u)$	$L(x,y,z)=0$	$\mathbf{l}_u$	—	L_x	L_y	L_z
Поверхность	$\mathbf{f}(u,v)$	$F(x,y,z)=0$	$\mathbf{f}_u$	$\mathbf{f}_v$	F_x	F_y	F_z

22.17. Одномерные геометрические объекты

Геометрический объект	Параметры	Параметрическое выражение	Аналитическое выражение	Положительное направление
Прямая	$\mathbf{P}(X1,Y1,Z1)$ — точка; $\mathbf{V}(l,m,n)$ — вектор	$\mathbf{l}(u)=\mathbf{P}+u\mathbf{V}/\lvert\mathbf{V}\rvert$, $-\infty<u<\infty$	$\frac{X-X1}{l}=\frac{Y-Y1}{m}=\frac{Z-Z1}{n}$	$\mathbf{V}$
Окружность	C — центр; R — радиус	$\mathbf{l}(u)=\mathbf{C}+R(\mathbf{X}\cos u+\mathbf{Y}\sin u)$, $0°<=u<=360°$	$X^2+Y^2-R^2=0$	$\mathbf{T}=(-L_y,L_x,0)$
Эллипс	C — центр; A — большая полуось; B — малая полуось	$\mathbf{l}(u)=\mathbf{C}+A\cos u\mathbf{X}+B\sin u\mathbf{Y}$, $0<=u<=360°$	$X^2/A^2+Y^2/B^2-1=0$	$\mathbf{T}=(-L_y,L_x,0)$
Гипербола	$\mathbf{C}$ — центр; A — действительная полуось; B — мнимая полуось	$\mathbf{l}(u)=\mathbf{C}+A\cosh u\mathbf{X}+B\sinh u\mathbf{Y}$, $-\infty<u<\infty$	$X^2/A^2-Y^2/B^2-1=0$	$\mathbf{T}=(-L_y,L_x,0)$
Парабола	$\mathbf{C}$ — центр; D — половина фокального параметра	$\mathbf{l}(u)=\mathbf{C}+D(u^2\mathbf{X}+2u\mathbf{Y})$, $-\infty<u<\infty$	$4Dx-y^2=0$	$\mathbf{T}=(-L_y,L_x,0)$
Отрезок прямой	$\mathbf{P}(X1,Y1,Z1)$ — первая точка; $\mathbf{Q}(X2,Y2,Z2)$ — вторая точка	$\mathbf{l}(u)=(1-u)\mathbf{P}+u\mathbf{Q}$, $0<=u<=1$	$\frac{X-X1}{X2-X1}=\frac{Y-Y1}{Y1-Y2}=\frac{Z-Z1}{Z2-Z1}$	$\mathbf{Q}-\mathbf{P}$
Кривая Безье	$\mathbf{P}_i$ — набор точек, $k+1$ — число точек; w_i — набор весов; d — показатель степени	$\mathbf{l}(u)=\frac{\sum_{i=0}^{k} w_i\mathbf{P}f_i(u)}{\sum_{i=0}^{k} w_i f_i(u)}$;	—	$\mathbf{l}_u$

Продолжение табл. 22.17

Геометрический объект	Параметры	Параметрическое выражение	Аналитическое выражение	Положительное направление
		$f_i(u) = \frac{k!(1-u)^{k-i}u^i}{(k-i)!\,(i)!}$; $\mathbf{I}(u) = \sum_{i=0}^{k} \mathbf{P} f_i(u)$, $0 <= u <= 1$	—	$\mathbf{I}_u$
Кривая B-сплайна	$\mathbf{P}_i$ — набор точек; $k+1$ — число точек; w — набор весов; d — показатель степени	$\mathbf{I}(u) = \frac{\sum_{i=0}^{k} w_i \mathbf{P}_i N_i(u)}{\sum_{i=0}^{k} w_i N_i(u)}$; $\mathbf{I}(u) = \sum_{i=0}^{k} \mathbf{P}_i N_i(u)$, $0 <= u <= 1$	—	$\mathbf{I}_u$

22.18. Двумерные геометрические объекты

Геометрический объект	Параметры	Параметрическое выражение	Аналитическое выражение	Положительное направление
Плоскость	**C** — точка на плоскости; **X, Y** — координатные оси в плоскости	$\mathbf{I}(u, v) = \mathbf{C} + \mathbf{X}u + \mathbf{Y}v$, $-\infty < u, v < \infty$	$\begin{vmatrix} X-X1 & Y-Y1 \\ X2-X1 & Y2-Y1 \\ X3-X1 & Y3-Y1 \end{vmatrix}$ $\begin{vmatrix} Z-Z1 \\ Z2-Z1 \\ Z3-Z1 \end{vmatrix} = 0$	**Z**
Цилиндр	**C** — точка на оси; **X, Y, Z** — локальные координатные оси; R — радиус	$\mathbf{I}(u, v) = \mathbf{C} + R(\mathbf{X}\cos u + \mathbf{Y}\sin u) + v\mathbf{Z}$, $0° <= u <= 360°$, $-\infty < v < \infty$	$X^2 + Y^2 - R^2 = 0$	$\mathbf{N} = (F_x, F_y, F_z)$
Конус	**C** — точка на оси; **X, Y, Z** — локальные координатные оси; R — радиус a — угол полураствора	$\mathbf{I}(u, v) = \mathbf{C} + (R + v\operatorname{tg}a)(\mathbf{X}\cos u + \mathbf{Y}\sin u) + \mathbf{Z}v$, $0° <= u <= 360°$, $-\infty < v < \infty$	$X^2 + Y^2 - (R - Z\operatorname{tg}a)^2 = 0$	$\mathbf{N} = (F_x, F_y, F_z)$
Сфера	**C** — точка на оси; **X, Y, Z** — локальные координатные оси; R — радиус	$\mathbf{I}(u, v) = \mathbf{C} + R(\mathbf{X}\cos u\cos v + \mathbf{Y}\sin u\sin v) + \mathbf{Z}R\sin v$, $0° <= u <= 360°$, $-90° <= v <= 90°$	$X^2 + Y^2 + Z^2 - R^2 = 0$	$\mathbf{N} = (F_x, F_y, F_z)$

Продолжение табл. 22.18

Геометрический объект	Параметры	Параметрическое выражение	Аналитическое выражение	Положительное направление
Тор	$\mathbf{C}$ — точка на оси; $\mathbf{X}, \mathbf{Y}, \mathbf{Z}$ — локальные координатные оси; R, r — радиусы	$\mathbf{f}(u, v) = \mathbf{C} + (R + r\cos u)(\mathbf{X}\cos v - \mathbf{Y}\sin v) + \mathbf{Z}r\sin u$, $0 <= u, v <= 360°$	$X^2 + Y^2 + Z^2 - 2R\sqrt{X^2 + Y^2} - r^2 + R^2 = 0$	$\mathbf{N} = (F_u, F_v, F_z)$
Поверхность вращения	$\mathbf{C}$ — точка на оси; $\mathbf{V}$ — направление оси; $\mathbf{l}(v)$ — образующая	$\mathbf{f}(u, v) = \mathbf{C} + (\mathbf{l}(v) - \mathbf{C})\cos u + ((\mathbf{l}(v) - \mathbf{C})\mathbf{V})\mathbf{V} \times (1 - \cos u) + \mathbf{V}(\mathbf{l}(u) - \mathbf{C})\sin u$, $0° <= u <= 360°$	—	$[\mathbf{f}_u \mathbf{f}_v]$
Цилиндроид	$\mathbf{V}$ — направление образующей; $\mathbf{l}(u)$ — направляющая	$\mathbf{f}(u, v) = \mathbf{l}(u) + v\mathbf{V}$, $-\infty < v < \infty$	—	$[\mathbf{f}_u \mathbf{f}_v]$
Поверхность Безье	$\mathbf{P}_{ij}$ — набор точек; $k1 + 1$ — число точек по u; $k2 + 1$ — число точек по v; w_{ij} — число весов; $d1$ — показатель степени по u; $d2$ — показатель степени по v	$\mathbf{f}(u, v) = \dfrac{\sum_{i=0}^{k1}\sum_{j=0}^{k2} w_{ij}\mathbf{P}_{ij} f_i(u) f_j(v)}{\sum_{i=0}^{k1}\sum_{j=0}^{k2} w_{ij} f_j(u) f_j(v)}$; $\mathbf{f}(u, v) = \sum_{0}^{k1}\sum_{j=0}^{k2} \mathbf{P}_{ij} \times f_i(u) f_j(v)$; $f_i(u) = \dfrac{(k1)!\,(i-u)^{(k1-i)} u^i}{(k1-i)!\,(i)!}$, $0 <= u <= 1$; $f_j(v) = \dfrac{(k2)!\,(1-v)^{(k2-j)} v^j}{(k2-j)!\,(j)!}$, $0 <= v <= 1$	—	$[\mathbf{f}_u \mathbf{f}_v]$
Поверхность B — сплайна	$\mathbf{P}_{ij}$ — набор точек, $k1 + 1$ — число точек по u; $k2 + 1$ — число точек по v; w_{ij} — набор весов, $d1$ — показатель степени по u; $d2$ — показатель степени по v	$\mathbf{f}(u, v) = \dfrac{\sum_{i=0}^{k1}\sum_{j=0}^{k2} w_{ij}\mathbf{P}_{ij} \times N_i(u) N_j(v)}{\sum_{i=0}^{k1}\sum_{j=0}^{k2} w_{ij} \times N_i(u) N_j(v)}$; $\mathbf{f}(u, v) = \sum_{i=0}^{k1}\sum_{j=0}^{k2} \mathbf{P}_{ij} \times N_i(u) N_j(v)$, $0 <= u, v <= 1$	—	$[\mathbf{f}_u \mathbf{f}_v]$

При геометрическом моделировании в САПР используют унарные и бинарные операции (табл. 22.19). Унарные операции связывают геометрический объект с результатом, в качестве которого может выступать преобразованный или отображенный объект, а также числовые значения. Эти результаты получаются соответственно при выполнении операций преобразования, проецирования и расчета параметров.

22.19. Классификация геометрических операций

Класс	Вид	Операция
Унарные	Преобразование	Масштабирование Сдвиг Вращение Отображение Перенос
	Проекции	Центральные
		Ортогональные на несколько плоскостей Изометрическая Диметрическая Триметрическая Перспектива Кавалье Перспектива Кабине
	Расчеты параметров	Длина Площадь Объем Моменты инерции
	Теоретико-множественная	Дополнение
Бинарные	Пересечение	Инцидентность двух точек Инцидентность точки и линии Инцидентность точки и поверхности Инцидентность точки и твердого тела Инцидентность точки и полупространства
		Двух линий Линии с поверхностью Линии с твердым телом Двух поверхностей Поверхности с твердым телом Двух твердых тел Линии с полупространством

Продолжение табл. 22.19

Класс	Вид	Операция
Бинарные	Пересечение	Твердого тела с полупространством Двух полупространств
	Объединение	Двух точек Точки с линией Двух линий Линии с поверхностью Двух поверхностей Поверхности с твердым телом Двух твердых тел Двух полупространств
	Вычитание	Точки из линии Линии из поверхности Поверхности из твердого тела Твердых тел Полупространства из твердого тела

Операции преобразований и проецирования необходимы конструктору для получения наиболее наглядного представления о форме объекта. Преобразования и проекции в трехмерном пространстве удобно выполнять в однородных координатах, в которых точка в трехмерном пространстве [xyz] представляется четырехмерным вектором [xyz1] или [XYZH]. Операции преобразований и проецирования выполняют с помощью обобщенных матриц 4×4 для трехмерных однородных координат вида

$$T = \begin{bmatrix} a & b & c & p \\ d & e & f & q \\ h & i & j & r \\ l & m & n & s \end{bmatrix}$$

Эта матрица может быть представлена в виде четырех отдельных частей:

$$\begin{bmatrix} 3\times3 & 3\times1 \\ 1\times3 & 1\times1 \end{bmatrix}$$

Матрица 3×3 осуществляет линейное преобразование в виде изменения масштаба, сдвига и вращения. Матрица-строка 1×3 производит перенос, а матрица-столбец 3×1 — преобразование в перспективе. Последний скалярный элемент выполняет общее изменение масштаба. В табл. 22.20 приведены матрицы наиболее употребительных преобразований и проекций.

Остальные операции, приведенные в табл. 22.20, относятся к теоретико-множест-

22.20. Трехмерные геометрические преобразования и проекции

Класс	Наименование	Матрицы преобразований и проекций в однородных координатах
Преобразования	Масштабирование	$\begin{bmatrix} a & 0 & 0 & 0 \\ 0 & e & 0 & 0 \\ 0 & 0 & j & 0 \\ 0 & 0 & 0 & i \end{bmatrix}$
	Сдвиг	$\begin{bmatrix} 1 & b & c & 0 \\ d & 1 & f & 0 \\ h & i & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$
	Вращение	Вокруг оси OX: $\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos A & \sin A & 0 \\ 0 & -\sin A & \cos A & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$ Вокруг оси OY: $\begin{bmatrix} \cos B & 0 & -\sin B & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ \sin B & 0 & \cos B & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$ Вокруг оси OZ: $\begin{bmatrix} \cos C & \sin C & 0 & 0 \\ -\sin C & \cos C & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$
	Отображение	Относительно XOY: $\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$ Относительно YOZ: $\begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$ Относительно XOZ: $\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$
	Перенос	$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ l & m & n & 1 \end{bmatrix}$
Проекции	Ортогональная проекция	На плоскость $Z=n$: $\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & n & 1 \end{bmatrix}$ На плоскость $X=l$: $\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ l & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$ На плоскость $Y=m$: $\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 1 \end{bmatrix}$
	Изометрическая проекция	$\begin{bmatrix} 0{,}707107 & 0{,}408248 & -0{,}577353 & 0 \\ 0 & 0{,}816597 & 0{,}577353 & 0 \\ 0{,}707107 & -0{,}408248 & 0{,}577353 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$
	Диметрическая проекция	$\begin{bmatrix} 0{,}925820 & 0{,}133631 & -0{,}353553 & 0 \\ 0 & 0{,}935414 & 0{,}353553 & 0 \\ 0{,}377964 & -0{,}327321 & 0{,}866025 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$
	Одноточечная перспективная проекция	$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & r \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$ $\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & q \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$ $\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & p \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$
	Двухточечная перспективная проекция	$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & p \\ 0 & 1 & 0 & q \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$ $\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & p \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & r \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$ $\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & q \\ 0 & 0 & 1 & r \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$

Продолжение табл. 22.20

Класс	Наименование	Матрицы преобразований и проекций в однородных координатах
Проекции	Трехточечная перспективная проекция	$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & p \\ 0 & 1 & 0 & q \\ 0 & 0 & 1 & r \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$

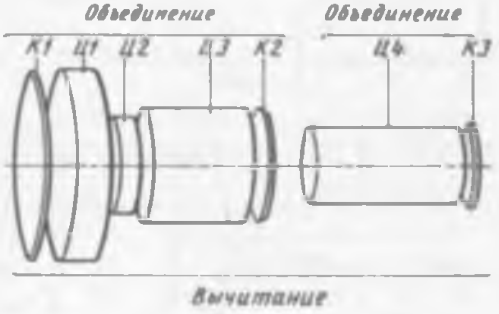


Рис. 22.6. Конструктивно-геометрическая модель детали «втулка»

венным и включают унарную операцию дополнения и бинарные операции — пересечении, объединения и вычитания. Результатом операции дополнения геометрического объекта являются координаты всех точек пространства, ему не принадлежащие. Бинарные операции дают следующие результаты: пересечение двух объектов — объект, состоящий из множества точек, принадлежащих одновременно обоим операндам; объединение — объект, состоящий из множества точек, принадлежащих одному либо другому операнду; вычитание — объект, состоящий из множества точек одного операнда, не принадлежащих другому.

Трехмерные геометрические объекты в совокупности с теоретико-множественными операциями используются для построения конструктивно-геометрических моделей изделий. В качестве примера на рис. 22.6 показана конструктивно-геометрическая модель детали «Втулка», чертеж которой приведен на рис. 22.9.

22.4. ГРАФИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗДЕЛИЙ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Графическое моделирование производится с помощью графической диалоговой системы (ГДС). ГДС выполняет следующие работы (см. рис. 22.1):

1) интерактивное создание изображений на экране графического дисплея (ГД) для последующего вывода его на графопостроитель (ГП) или другое устройство графического вывода;

2) интерактивную подготовку сегментов для последующего их использования в подсистемах САПР, имеющих дело с выводом графической документации. При этом с помощью ГДС могут быть созданы три различных вида графических сегментов:

обычные, используемые как в других подсистемах, так и в самой графической системе для создания новых изображений;

с переменными параметрами, используемые в различных подсистемах для создания чертежей;

с переменными параметрами для вычерчивания с удалением невидимых линий, используемые для прорисовки сложных деталей, сборочных единиц и общих видов; при прорисовке этих сегментов используется алгоритм удаления невидимых линий при задании приоритетов двумерных изображений деталей и элементов форм относительно друг друга.

Изображение, которое можно получить на экране ГД с помощью системы, состоит из основного изображения и набора сегментов (см. рис. 22.1).

Основное изображение — это текущее изображение системы, которое пользователь может редактировать. Данные основного изображения хранятся в оперативной памяти ЭВМ.

Изображения в системе хранятся в виде примитивов — простейших элементов графического вывода. Пользователь имеет возможность работать с графическими примитивами шести типов (отрезок прямой, ломаная линия, окружность, дуга окружности, строка текста, заштрихованный контур).

Сегмент — это сложный элемент, состоящий из простых графических примитивов вывода. Сегмент может присутствовать в качестве единого целого в других графических изображениях. Из сегмента нельзя удалить примитивы или добавить их. Над ним можно выполнять операции переноса, масштабирования и поворота. Эти операции производятся путем задания формальных и фактических то-

чек привязки сегмента. Формальные точки привязки — это две точки, которые указываются при задании сегмента. Их положение будет определять положение сегментов при прорисовке. Фактические точки привязки сегмента — это две точки в системе координат пользователя (мировых координатах). Сегмент будет прорисован таким образом, что формальные точки привязки совпадут с фактическими.

Пользователь может производить следующие операции над сегментами:

ввод нового сегмента в систему;

модификацию сегмента или изменение положения фактических точек его привязки;

удаление сегмента;

«раскрытие» сегмента, после которого все данные о сегменте переписываются в структуру данных основного изображения и сегмент перестает существовать; после этой операции над примитивами сегмента можно производить операции редактирования;

создание нового сегмента.

При работе с машиностроительной графической документацией часто необходимо использование типовых объектов (стандартных и покупных сборочных единиц, деталей и конструктивных элементов деталей). Графические знания о таких объектах представляют в форме параметризованного чертежа и таблицы значений параметров (см. рис. 22.1). Важнейшей задачей построения систем гибкой автоматизации конструирования с элементами искусственного интеллекта является задача построения таких объектов в интерактивном графическом режиме без применения специальных языков программирования. С целью решения этой задачи используют средства создания сегментов с переменными параметрами и их вывода на ГД или ГП с автоматическим присвоением фактических значений параметрам.

Сегмент с переменными параметрами — это комплексный графический элемент, точная форма которого определяется на двух этапах (см. рис. 22.1):

конфигурация его и некоторые размеры определяются на стадии интерактивного ввода сегмента;

недостающие размеры задаются на стадии прорисовки сегмента.

Всю процедуру работы с сегментами с переменными параметрами можно разбить на следующие части:

создание изображения сегмента с помощью средств графической диалоговой системы;

«образмеривание» сегмента, т. е. задание всех размеров, определяющих сегмент, с указанием значений постоянных параметров или имен переменных;

заполнение таблиц значений параметров графических сегментов;

прорисовка сегментов с переменными параметрами с удалением или без удаления невидимых линий.

Сегмент с переменными параметрами обрабатывается с помощью специальной программы в рамках ГДС. При этом за изображение сегмента принимается все текущее основное изображение системы. От пользователя требуется описание всех размерных параметров изображения. Это описание сводится к заданию размерных цепей по обеим координатным осям изображения. Размерные цепи должны определять положение каждой точки изображения.

Размерные цепи описывают следующим образом. Сначала задают все размеры по горизонтальной оси, для чего нужно указать $N+1$ пару точек (N — число размеров по оси X). Программа при этом строит размерные линии со стрелками, указывающие заданный размер. Указывать точки изображения при этом легко, так как графический маркер дисплея движется только по точкам, имеющимся в системе. Система также обеспечивает диагностику ошибочного ввода точек.

Затем пользователь должен указать параметр, определяющий данный размер. Параметр может быть задан различными способами:

константой (при дальнейшей прорисовке сегмента этот размер будет иметь заданное постоянное значение);

переменной, имя которой начинается с буквы и состоит не более чем из трех символов (при прорисовке этот размер будет определен значением заданной переменной);

арифметическим выражением, допускающим использование арифметических операций над константами и переменными с использованием скобок (при прорисовке размер будет определяться вычисленным значением арифметического выражения).

При вводе параметра система автоматически выводит его над размерной линией для визуального контроля. Размеры допускается проставлять в произвольном порядке, способ выбора баз также выбирается пользователем. При простановке размеров допускается использование знака диаметра. Это означает, что данные две точки симметричны относительно другой точки. При простановке диаметра

перед именем переменной или константой указывается специальный знак.

После того как описана размерная цепь *X*, система автоматически переходит на ввод параметров размерной цепи *Y*, которая определяется аналогично.

Кроме размерных параметров пользователь должен указать формальные точки привязки созданного сегмента. Ими могут быть только точки, имеющиеся на чертеже.

В заключение пользователь может определить контур сегмента для того, чтобы впоследствии выводить его с удалением невидимых линий.

Значения переменных параметров графических сегментов могут быть заданы различными способами:

вручную при прорисовке сегмента (такой способ трудоемок и используется при отображении оригинальных объектов);

программно (способ используется при автоматическом расчете параметров);

табличным способом.

В последнем случае для сегмента создается таблица с именами реализаций сегмента и его параметров, а также их значениями (табл. 22.21).

Каждая строка в таблице определяет свое изображение. Пользователь имеет возможность редактировать такую таблицу с помощью обычного или табличного редактора или заполнять ее с помощью программы, рассчитывающей параметры.

Табличный способ имеет следующие преимущества:

при использовании сегментов с переменными параметрами нет необходимости в большом разнообразии изображений; набор допустимых изображений определяется таблицей, которую можно пополнять по мере необходимости;

изображение сегмента определяется одним ключевым словом (в первом столбце таблицы), которое может быть стандартным наименованием детали;

при использовании изображений стандартных или покупных изделий такие таблицы уже имеются в соответствующих справочниках;

такие таблицы могут быть использованы не только в подсистеме прорисовки сегментов, но и в других расчетных подсистемах.

22.21. Таблица параметров сегментов

Q	D1	D	B	R
Подшипник 1	40	80	20	6
Подшипник 2	50	70	10	3
Подшипник 3	35	70	15	5

22.22. Таблица имен

Имя графического элемента	Имя файла с данными о сегменте
КОРПУС 1	BOD 1
КОЛЬЦО 1	RING
КРЫШКА 1	COVER
КРЫШКА 2	COVER
ПОДШИПНИК 1	POD
ПОДШИПНИК 2	POD
КОЛЕСО 2	GEAR
КОЛЕСО 1	GEAR
ВАЛ 1	VAL
ВИНТ М6×15	BOLT
ВИНТ М8×20	BOLT

Поэтому табличное представление параметров системы является предпочтительным и используется в основном в ГДС. Следующим этапом после создания библиотеки сегментов является этап заполнения таблиц переменных параметров для каждого из сегментов.

Чтобы задача прорисовки сегментов могла по ключевому слову определить имя файла, в котором находятся данные о сегменте и имя таблицы параметров сегмента, существует специальная таблица, которая связывает все эти имена. Такая таблица — одна для целого набора сегментов с переменными параметрами (табл. 22.22).

Имея такую таблицу, пользователь может вызвать изображение любого графического сегмента по одному только имени.

В ГДС может быть предусмотрена возможность прорисовки сегментов с удалением невидимых линий. Так как при прорисовке сегментов используется двумерная модель представления графической информации, пользователь должен указывать, какая деталь или какой элемент находится ближе к наблюдателю. Исходя из этих данных, программа удаляет невидимые линии. Для задания положения сегмента вводятся приоритеты.

Приоритет сегмента — это целое число, которое может принимать любое значение и которое определяет, какой из плоских сегментов находится ближе к наблюдателю. Сегменты с наивысшим приоритетом прорисовываются первыми, затем выводятся сегменты с низшими приоритетами с одновременным удалением линий, попадающих в контуры деталей, уже существующих на чертеже.

Для построения чертежей сборочных единиц используются таблицы (табл. 22.23), содер-

22.23. Таблица привязки

Q	TAB	X	Y	AL	M	PRI
ВАЛ 1		70	0	0	1	10
КОЛЕСО 1		40	0	0	1	0
КОЛЕСО 2		5	0	0	1	0
COVER	T	77	0	0	1	0
COVER1	T	75	0	180	1	0
ПОДШИПНИК 1		67	0	0	1	1
ПОДШИПНИК 2		50	0	0	1	1
КОЛЬЦО 1		30	0	0	1	1

жащие данные о входящих деталях (см. рис. 22.1).

В табл. 22.23 X,Y — координаты фактической точки привязки базового элемента в системе координат сборочной единицы (СЕ); AL — угол поворота элемента в системе координат СЕ; M — масштабный множитель при прорисовке элемента; PRI — приоритет графического элемента при прорисовке с удалением невидимых линий.

Пользователь может скомпоновать чертежи из готовых фрагментов. При этом возможны ссылки как на отдельные графические элементы, так и на таблицы низшего уровня иерархии. При ссылке на таблицу в первой колонке ставится имя файла таблицы, а во второй — буква T. При этом координаты фактической точки привязки указывают положение начала координат фрагмента, описанного в таблице, в системе координат формируемого чертежа; M — масштабный множитель при прорисовке всего фрагмента; PRI — приоритет для удаления невидимых линий.

Описанным способом можно задать до десяти уровней иерархии таблиц; на верхнем уровне стоит таблица формируемого чертежа, состоящего из видов. При прорисовке простых чертежей можно использовать только два или один уровень.

22.5. ПРЕДСТАВЛЕНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ ЗНАНИЙ

В инженерной практике приемы и методы решения технических задач представляются в виде множества формул, таблиц, номограмм, графиков, инструкций. Такое множество называют нормативно-справочной базой.

Нормативно-справочная база представляет собой почти готовую базу знаний. «Готовая» здесь означает, что она апробирована и отлажена на практике, а «почти», — что форма представления этих знаний не совсем пригодна для непосредственного использования в ЭВМ. В существующей форме этим знаниям отводится пассивная роль: разработчик по своему усмотрению может использовать или не использовать их.

Традиционно при использовании нормативно-справочной базы работа производится следующим образом:

специалисту известны значения начального и (или) конечного состояния обрабатываемого объекта;

в процессе проектирования используется ряд функциональных зависимостей, которые по отдельности не обеспечивают решения поставленной проектной задачи, а служат в качестве процедур для принятия отдельных проектных решений;

специалист знает, какую функциональную зависимость и в какой последовательности надо применять, чтобы по множеству значений исходного состояния получить допустимые значения промежуточного состояния (прямая задача) или по множеству значений выходного состояния определить допустимые значения предыдущего состояния (обратная задача).

для каждой функциональной зависимости специалисту известны условия ее применения, т. е. область допустимых значений входных параметров;

в общем случае после применения функциональной зависимости может порождаться множество допустимых состояний, каждое из которых, в свою очередь, может порождать новые варианты решения;

в ходе решения могут появляться такие промежуточные значения переменных, которые не являются допустимыми; специалист при этом должен вернуться к предыдущему шагу и, если возможно, выбрать новый вариант решения; если отсутствуют варианты выбора, то при имеющихся знаниях решения данной проектной задачи не существует.

При разработке САПР необходимо привести к машинному виду информацию, образующую нормативно-справочную базу. Эта информация характеризуется большим числом параметров и сложными взаимосвязями между ними. Основной объем нормативно-справочной базы должен быть подготовлен и введен в ЭВМ на этапе создания программных средств САПР. Кроме этого, должны быть предусмотрены средства для поддержания этой базы в актуальном состоянии во время ее эксплуатации.

При создании интеллектуальных систем резко возрастает роль словаря-справочника

понятий предметной области. Словарь содержит наименования всех понятий, которые используются в блоках представления инженерных знаний, и атрибуты этих понятий, необходимые ЭВМ для работы.

При составлении словаря специалисты предметной области (конструкторы и технологи) имеют возможность уточнить терминологию и назначение параметров. С помощью словаря организуется общение пользователя с ЭВМ на ограниченном естественном языке, который обычно называют языком «деловой прозы».

Словарь понятий представляет собой совокупность трех таблиц: классов понятий, объектов и кодировочной. Таблица классов понятий (табл. 22.24) определяет состав используемых понятий и их иерархию. Она состоит из двух граф: наименование класса и наименование подкласса (элемента).

Таблица объектов (табл. 22.25) имеет шесть граф и предназначена для определения состава атрибутов объектов. В первой записывается наименование объекта, во второй — признак наличия графического образа, в третьей — наименование свойств объекта, в четвертой — тип атрибута, определяющего свойство (целый, вещественный, символьный), в пятой — единицы измерения атрибута, шестой — максимальное значение атрибута.

Кодировочная таблица (табл. 22.26) предназначена для задания множества значений символьных атрибутов и состоит из двух граф: наименование понятия и наименование его значений.

Над словарем понятий могут выполняться два типа операций (действий): над содержимым всего словаря и над содержимым отдельных строк. К первому типу относятся операции создания и удаления словаря, ко второму — операции добавления, удаления и замены отдельных строк и их редактирования.

Представление инженерных знаний оформляются в виде отдельных блоков (табл. 22.27). Блок состоит из трех основных элементов: заголовка блока; таблицы условий применения блока; таблицы решений.

Заголовок блока начинается со слова «БЛОК», за которым следует имя блока. Имя блока может состоять не более чем из пяти латинских букв или цифр. Далее заголовок может содержать необязательную информацию о разработчике, наименовании, области применения и источнике информации.

Таблица условий применения блока состоит из «шапки» и двух частей, содержащих описание входных и выходных параметров. Входные параметры отделяются от выходных горизонтальной линией. Таблица условий применения блока разбита на три колонки. Первая колонка содержит список наименований входных и выходных параметров блока. Все параметры пронумерованы целыми числами, начиная с единицы. Номер отделяется от наименования параметра точкой. Вторая колонка содержит область определения значений для каждого из входных параметров. Область определения значений входного параметра может быть записана в виде отдельного значения или интервала значений. Отдельное значение может соответствовать целому, вещественному или символьно-

22.24. Таблица классов понятий

Наименование класса	Наименование подкласса (элемента)
Кривая второго порядка	Окружность Эллипс Гипербола Парабола

22.25. Таблица объектов

Наименование объекта	Графический образ	Наименование свойств объекта	Тип атрибута	Единица измерения	Максимальное значение
Эллипсоид	Есть	Системный номер	Цел	—	9999
		Полуось *OX*	Вещ	мм	9999.999
		Полуось *OY*	Вещ	мм	9999.999
		Полуось *OZ*	Вещ	мм	9999.999
		Система координат	Цел	—	9999

22.26. Кодировочная таблица

Наименование родового понятия	Наименования видовых понятий и их коды
Тип резьбы	1. Метрическая 2. Трапецеидальная 3. Упорная

22.27. Блок принятия решений

БЛОК: F1
РАЗРАБОТЧИК: ЕВДОКИМОВ С. А
НАЗВАНИЕ: РЕКОМЕНДУЕМЫЕ СКОРОСТИ РЕЗАНИЯ ПРИ ОБРАБОТКЕ ЧУГУНА СПИРАЛЬНЫМИ СВЕРЛАМИ ИЗ БЫСТРОРЕЖУЩЕЙ СТАЛИ
ИСТОЧНИК ИНФОРМАЦИИ: СПРАВОЧНИК ТЕХНОЛОГА ПО АВТОМАТИЧЕСКИМ ЛИНИЯМ. ПОД РЕД. КОСИЛОВОЙ А. Г. (стр. 181)

НАИМЕНОВАНИЕ ПАРАМЕТРА	ЗНАЧЕНИЕ	ИМЯ
1. МАТЕРИАЛ ИНСТРУМЕНТА	БЫСТРОРЕЖУЩАЯ СТАЛЬ	
2. ВИД ИНСТРУМЕНТА	СПИРАЛЬНЫЕ СВЕРЛА	
3. ОБРАБАТЫВАЕМЫЙ МАТЕРИАЛ	ЧУГУН	
4. ПОДАЧА, ММ/ОБ	[0.06, 0.46]	
5. ДИАМЕТР ОБРАБАТЫВАЕМОГО ОТВЕРСТИЯ, ММ	[4, 12]	
6. МАКСИМАЛЬНАЯ СКОРОСТЬ РЕЗАНИЯ, М/МИН		
7. МИНИМАЛЬНАЯ СКОРОСТЬ РЕЗАНИЯ, М/МИН		

ПОДАЧА, ММ/ОБ	ДИАМЕТР ОБРАБАТЫВАЕМОГО ОТВЕРСТИЯ, ММ				
	4	6	8	10	12
(0.06]	22,13	24,15	27,16	29,17	
[0,06, 0.10]	19,11	20,12	22,13,	23,14	25,15
[0.10, 0.15]	15,9	17,10	18,11	20,12	21,12
[0.15, 0.20]		15,9	16,10	17,10	18,11
[0.20, 0.30]			14,9	15,9	16,10
[0.30, 0.46]					14,9

му типу данных. Вещественные числа записываются с использованием точки для разделения целой и дробной частей. Максимальные значения данных целого и вещественного типов определяются моделью ЭВМ. Символьный тип данных допускает последовательность символов, не превышающую 256 байт.

Интервал записывается в виде двух чисел, разделенных запятой и заключенных в круглые или квадратные скобки. Квадратная скобка у соответствующего числа означает, что это число включается в интервал. Круглая скобка указывает, что данное число в интервал не включается. Допускается использование неограниченных с одной стороны интервалов:

1. Отдельные значения целого, вещественного или символьного типов: 10,24.5, быстрорежущая сталь.

2. Ограниченные интервалы: [0.1,6.], (6,10), (10, 20], [10, 20).

3. Неограниченные интервалы: [10,), (,6.], (6,).

Если значение какого-либо входного параметра не принадлежит соответствующей области определения, то считается, что блок не применим к данной совокупности значений входных параметров. Если для входного параметра область определения не указана, то считается, что блок применим при любых значениях этого входного параметра.

В третьей колонке указывается имя (идентификатор) параметра. Идентификатор параметра содержит не более шести латинских букв или цифр и начинается с буквы. Заполнение этой колонки необходимо, когда связь между входными и выходными параметрами задается аналитически.

Таблица решений имеет вид матрицы, поиск по которой предусматривает:

определение принадлежности значения входных параметров некоторым условиям выбора;

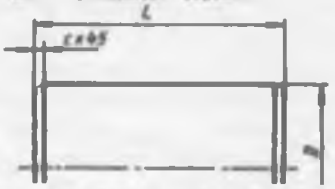
нахождение списка значений выходных параметров на пересечении столбца и строки в таблице решений.

Значения выходных параметров могут быть зафиксированы явно в форме константы или получены как результат вычисления арифметического выражения. В последнем случае в колонке «ИМЯ» таблицы условий применения блока требуется указать идентификаторы входных параметров, используемых в арифметических выражениях.

При явном задании выходных параметров их число в списке определяется из части описания выходных параметров таблицы условий применения блока. Значения в списке отделяются друг от друга запятыми. Поэтому если выходных параметров несколько, то блок должен быть составлен таким образом, чтобы всем выходным параметрам значения либо присваивались, либо не присваивались (табл. 22.27).

Выходные значения могут присутствовать не во всех клетках таблицы решений, т. е. эта таблица может быть заполнена не полностью. Условие выбора выходных параметров и возможности неполного заполнения таблиц

Чертеж типизированного объекта



Ось гладкая Исполнение 1 (ГОСТ 9650–76)

Геометрическая база знаний

Q	D	L	C
ОСЬ ГЛАДКАЯ ИСПОЛНЕНИЕ 1			

Словарь предметной области

V1	V1	СИМ.	СТАДИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
V2	V2	СИМ.	ТИП ОСИ
V3	V3	СИМ.	ИСПОЛНЕНИЕ ОСИ
V4		ВЕЩ.	ДИАМЕТР ОСИ ЗАДАННЫЙ, ММ
V5		ВЕЩ.	ДИАМЕТР ОСИ РАСЧЕТНЫЙ, ММ
D		ВЕЩ.	ДИАМЕТР ОСИ СТАНДАРТНЫЙ, ММ
V7		ВЕЩ.	ДЛИНА ОСИ ЗАДАННАЯ, ММ
L		ВЕЩ.	ДЛИНА ОСИ СТАНДАРТНАЯ, ММ
C		ВЕЩ.	ШИРИНА ФАСКИ, ММ
V10		ВЕЩ.	ИЗГИБАЮЩИЙ МОМЕНТ, Н·ММ
V11	V11	СИМ.	МАРКА МАТЕРИАЛА И ТЕРМООБРАБОТКА
V12		ВЕЩ.	ДОПУСКАЕМОЕ НАПРЯЖЕНИЕ НА ИЗГИБ, Н/ММ** 2
V14	V14	СИМ.	РАЗНОВИДНОСТЬ ОСИ

Функциональная база знаний

БЛОК: F1

НАИМЕНОВАНИЕ ПАРАМЕТРА	ЗНАЧЕНИЕ	ИРЯ
1. СТАДИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ	ДЕМОНСТРАЦИОННЫЙ ПРОТОТИП	
2. РАЗНОВИДНОСТЬ ОСИ	СПЛОШНАЯ	
3. ИЗГИБАЮЩИЙ МОМЕНТ, Н·ММ	(0, 95000)	V10
4. ДОПУСКАЕМОЕ НАПРЯЖЕНИЕ НА ИЗГИБ, Н/ММ** 2	[0.6, 0.95]	V12
5. ДИАМЕТР ОСИ РАСЧЕТНЫЙ, ММ		V5

СТАДИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ	РАЗНОВИДНОСТЬ ОСИ
	СПЛОШНАЯ
ДЕМОНСТРАЦИОННЫЙ ПРОТОТИП	(V10/(0.1* V12))** (1/3)

БЛОК: F2

НАИМЕНОВАНИЕ ПАРАМЕТРА	ЗНАЧЕНИЕ	ИРЯ
1. СТАДИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ	ДЕМОНСТРАЦИОННЫЙ ПРОТОТИП	
2. МАРКА МАТЕРИАЛА И ТЕРМООБРАБОТКА		
3. ДИАМЕТР ОСИ ЗАДАННЫЙ, ММ	(0, 100)	
4. ДОПУСКАЕМОЕ НАПРЯЖЕНИЕ НА ИЗГИБ, Н/ММ** 2		V12

МАРКА МАТЕРИАЛА И ТЕРМООБРАБОТКА	ДИАМЕТР ОСИ ЗАДАННЫЙ		
	(0, 30]	(30, 50]	(50, 100]
35 НОРМАЛИЗОВАННАЯ	0.70	0.65	0.60
45 НОРМАЛИЗОВАННАЯ	0.75	0.70	0.65

БЛОК: F3

НАИМЕНОВАНИЕ ПАРАМЕТРА	ЗНАЧЕНИЕ	ИРЯ
1. СТАДИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ	ДЕМОНСТРАЦИОННЫЙ ПРОТОТИП	
2. ДИАМЕТР ОСИ РАСЧЕТНЫЙ, ММ	(0, 50)	V5
3. ДИАМЕТР ОСИ СТАНДАРТНЫЙ, ММ		D
4. ШИРИНА ФАСКИ, ММ		C

ДИАМЕТР ОСИ РАСЧЕТНЫЙ, ММ	СТАДИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
	ДЕМОНСТРАЦИОННЫЙ ПРОТОТИП
(0, 5]	5, 0.6
(5, 6]	6, 0.6

БЛОК: F4

НАИМЕНОВАНИЕ ПАРАМЕТРА	ЗНАЧЕНИЕ	ИРЯ
1. СТАДИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ	ДЕМОНСТРАЦИОННЫЙ ПРОТОТИП	
2. ДЛИНА ОСИ ЗАДАННАЯ, ММ	(0, 26.5)	V7
3. ДИАМЕТР ОСИ СТАНДАРТНЫЙ, ММ	[5, 50]	D
4. ДЛИНА ОСИ СТАНДАРТНАЯ, ММ		L

ДЛИНА ОСИ ЗАДАННАЯ, ММ	ДИАМЕТР ОСИ СТАНДАРТНЫЙ, ММ							
	5	6	8	10	12	14	16	18
(0, 13]	12	14	16	18	20	22	25	25
(13, 15]	14	14	16	18	20	22	25	25
(15, 17]	16	16	16	18	20	22	25	25
(17, 19]	18	18	18	18	20	22	25	25
(19, 21]								

Рис. 22.7. Представление инженерных знаний при конструировании оси

решений, по сути дела, является уточнением области определения блока. При возникновении обращения к незаполненной позиции формируется сообщение о выходе за допустимую область определения блока.

Каждый блок можно рассматривать как «правило-продукцию» системы искусственного интеллекта или как функцию. В последнем случае определяется значение одного или нескольких выходных параметров в зависимости от значений входных параметров. Область определения функции в основном записывается в таблице условий применения блока и уточняется в таблице решений.

Принципиальным является то, что от разработчика не требуется явно указывать внутри блока ссылки на другие блоки. Обычно ссылки строятся автоматически специальной компонентой системы — планировщиком. Таким образом, комбинируя различные блоки, можно решать определенный круг задач.

Такое множество взаимосвязанных блоков, предназначенных для определения значений некоторых параметров, образует функциональную модель предметной области. При этом взаимосвязь блоков устанавливает планировщик так, что выходные значения одних блоков могут быть использованы как входные значения для других. Набор реализованных специалистами предметной области блоков определяет полноту функциональной модели и круг решаемых задач.

Хотя в справочниках некоторые таблицы и имеют форму матрицы, но отличаются от формы таблицы решений, принятой в блоке. Обычно это различие связано с тем, что такие таблицы имеют не два, а больше входных параметров. Наиболее простой способ приведения таких таблиц к требуемой форме — это разбиение их на более мелкие таблицы и перенос части входных параметров в таблицу условий применения блока.

На рис. 22.7 показан пример использования описанного метода представления инженерных знаний при конструировании осн.

22.6. МЕТОДЫ АВТОМАТИЗАЦИИ КОНСТРУИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Конструирование деталей выполняется при разработке сборочных единиц (СЕ), которые создают для выполнения определенных функций [6]. Представление о структуре и конструкции механизма дают кинематическая схема, ее звенья, детали и их элементы. Кинематическая схема описывает движения частей механизма, состоящего из звеньев. Связи между звеньями осуществляются в кинематических парах.

Звено — группа деталей, скрепленных друг с другом и участвующих в движении как одно твердое тело. *Кинематическая пара* — совокупность рабочих (сопрягаемых) поверхностей двух звеньев, совершающих относительное перемещение. *Деталь* — изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций. *Функциональный элемент детали* — часть детали, выполняющая не менее двух служебных функций: одну внешнюю и одну внутреннюю (присоединительную) или две внутренние (промежуточные). *Рабочая поверхность* — часть элемента детали, соприкасающаяся с поверхностью элемента другой детали. Сопрягаемые поверхности двух деталей образуют подвижное соединение этих деталей. *Нерабочая (свободная) поверхность* — поверхность детали, не соприкасающаяся с другими деталями.

Конструирование деталей начинается с формирования и анализа входных данных.

Эта процедура связана с анализом компоновочной и кинематической схем машины, компоновочной и кинематической схем узла (механизма). Здесь целесообразно выполнить следующие действия:

1) уточнить служебное назначение сборочной единицы;

2) разобрать кинематическую схему узла (механизма), т. е. выделить составляющие звенья кинематической цепи, уточнить последовательность передачи энергии от начального звена по кинематической цепи к конечному звену, выделить неподвижное звено (корпус, стойку и т. п.), относительно которого перемещаются все остальные звенья, уточнить связи между звеньями, т. е. вид кинематических пар, установить служебные функции неподвижного звена и всех подвижных звеньев;

3) рассчитать воспринимаемые звеньями усилия, так как они определяют тип и размеры составляющих их деталей;

4) начать конструирование узла с наиболее ответственного звена: определить его тип, выделить составляющие его элементы, расчетом или конструктивно определить основные размеры элементов кинематических пар и элементов звена;

5) последовательно конструировать все звенья узла, выполняя проработку их элементов;

6) эскизно сконструировать неподвижное звено узла — корпус, стойку, плиту и т. п.;

7) уточнить разделение каждого звена на детали;

8) разделить каждую деталь на составляющие элементы;

9) установить служебную функцию (функции) и назначение каждого элемента и его связи с другими элементами;

10) выделить сопрягаемые, прилегающие и

свободные поверхности каждого элемента детали;

11) установить окончательно форму каждой поверхности и ее положение;

12) окончательно оформить изображение каждой детали на изображении сборочной единицы (сборочном чертеже или чертеже общего вида).

На разных стадиях проектирования применяют три типа изображений деталей и их элементов: изображения, упрощенно отображающие форму, положение и ориентацию детали и ее элементов (кинематические и прочие схемы); изображения, упрощенно отображающие форму и точно положение и ориентацию детали и ее элементов (чертежи общих видов и сборочные); изображения, точно отображающие форму, положение и ориентацию элементов детали (чертежи деталей).

Как правило, при конструировании оригинальных деталей используют все три вида их изображений. При эскизном проектировании кинематических и компоновочных схем машин, узлов и механизмов используют условное изображение деталей, как элементов более низкого уровня иерархии этих технических объектов, выполняющих их элементарные функции. При техническом проектировании выполняют конструктивную проработку оригинальных деталей узлов и механизмов: в соответствии со служебным назначением уточняют конфигурацию детали и формы ее основных функциональных элементов, определяют марку материала, рассчитывают или выбирают основные размеры элементов, определяют требования к их положению и ориентации.

Основными элементами детали на сборочном чертеже или чертеже общего вида являются конструктивные элементы, обеспечивающие выполнение всех ее рабочих функций. При рабочем конструировании деталей к указанным элементам добавляются технологические, которые могут служить технологическими базами (например, центровые отверстия), обеспечивать удобство сборки (фаски, проточки), обеспечивать свободный выход обрабатывающего инструмента (канавки) и т. д. Рабочий чертеж детали дает точное изображение конструктивных и технологических элементов (с размерами, предельными отклонениями и шероховатостью поверхностей), их положение и ориентацию (с размерами и предельными отклонениями), указывает марку материала детали, его структуру и качество поверхностного слоя (при необходимости).

При конструировании узлов и составляющих их деталей рекомендуется следовать правилам: 1 — служебные функции механизма задают закон изменения движений и усилий в кинематической цепи, который определяет размеры звеньев и кинематических пар; 2 — служебные функции, законы движении присоединяемых звеньев и воспринимаемые усилия определяют форму и размеры деталей, образующих неподвижное звено; 3 — служебные функции подвижного звена, закон его движения и передаваемые усилия определяют форму и размеры деталей, образующих это звено; 4 — служебные функции элементов, передающих или воспринимающих усилия, наличие сопряженных или прилегающих поверхностей определяют форму и размеры элементов, образующих деталь; 5 — форма и положение сопрягаемых поверхностей двух деталей, образующих кинематическую пару, соответствуют виду относительного движения в этой паре; 6 — форму и положение прилегающих поверхностей задают в основном служебные функции соединяемых деталей, поток усилий, конструктивный и технологический тип деталей; 7 — форму, размеры и положение сопрягаемых и прилегающих поверхностей двух сопрягаемых деталей согласовывают друг с другом; 8 — форму и размеры свободных поверхностей в основном задают требованиями к прочности детали и простоты ее обработки.

Важным для конструирования узлов и деталей является то, что взаимодействие деталей происходит в их соединениях (подвижных, неподвижных и переставных), где соприкасаются рабочие поверхности, сопрягаемые в подвижных соединениях, присоединяемые в неподвижных и переставных соединениях. Наиболее распространены подвижные соединения (кинематические пары) с относительным вращательным, поступательным и винтовым движением. Эти пары образованы охватывающей и охватываемой поверхностями. Конструкции подвижных соединений в машиностроении в большинстве случаев хорошо разработаны и имеют типовые изображения. Следовательно, и детали, входящие в эти соединения, имеют типовые изображения. Присоединительные поверхности почти всегда имеют простую и технологичную форму — плоскую или цилиндрическую, оканчивающуюся плоским торцом.

В результате технического проектирования на сборочном чертеже или общем виде сборочной единицы получают конструктивное изображение деталей, состоящее из их элементов. При этом дают следующие размеры: характерные размеры звеньев, влияющих на передачу усилий и движения вдоль кинема-

тической цепи; сопряженные размеры, определяющие форму сопрягаемых и прилегающих поверхностей, которые обеспечивают возможность относительного движения в кинематических парах и правильное относительное положение деталей в неподвижных соединениях; конструкторские основные и вспомогательные базы у соприкасающихся деталей, влияющие на нанесение размеров, определяющих положение сопрягаемых, прилегающих и свободных поверхностей деталей.

Каждую из деталей, входящих в сборочную единицу, можно отнести к одной из четырех групп: к стандартным деталям, к деталям со стандартными изображениями, к деталям с типовыми изображениями, к оригинальным деталям. Принадлежность детали к одному из стандартов устанавливают в результате совпадения всех ее элементов со всеми элементами стандартных деталей, а также совпадения ее определяющих размеров с определяющими размерами стандартной детали. К стандартным деталям, например, относятся болт с шестигранной головкой, гайка, призматическая шпонка и т. п. Принадлежность к деталям со стандартными изображениями устанавливают в результате совпадения изображений всех ее элементов с изображением всех элементов детали из стандартов ЕСКД. К таким деталям относятся, например, пружины, трубопроводы, металлические конструкции, оптические изделия и др. Принадлежность к деталям с типовыми изображениями и соответствие стандартам предприятия устанавливают в результате совпадения изображения всех элементов детали с изображением типовых деталей из стандарта предприятия. К таким деталям могут быть отнесены детали, входящие в типовые подвижные или неподвижные соединения, например зубчатые колеса, фланцы, полумуфты и т. д. Все остальные детали, не принадлежащие к первым трем группам, относятся к оригинальным.

Все конструктивные и технологические элементы оригинальных деталей, особенно элементы, служащие для соединения с другими деталями, сравнивают со стандартными элементами деталей и используют их в возможно большем количестве в качестве составляющих формы оригинальной детали. Каждую оригинальную деталь относят к своему конструкторскому и технологическому типу. Конструкторский тип детали зависит от ее функций, для выполнения которых требуются определенные конструктивные элементы (зубчатые колеса, шкивы, плиты и т. п). Одновременно вид основной обработки определяет технологический тип детали. Форма большинства внешних и внутренних элементов таких деталей характерны для данного технологического типа деталей. Деление деталей по группам помогает в решении вопросов стандартизации и типизации проектных решений, создавая базу для автоматизации конструирования деталей машин.

Несмотря на громадное разнообразие деталей машин, можно выделить ряд их основных функций: передача энергии (силы, крутящего момента, изгибающего момента и т. п.) между элементами кинематической цепи, деталями и узлами машины, сопрягаемыми данной деталью; восприятие статических нагрузок от сопрягаемых деталей и узлов машин; обеспечение правильного взаимного расположения сопрягаемых деталей (в течение всего цикла работы); обеспечение требуемой ориентации сопрягаемых деталей и узлов при их установке или перемещении (на всех режимах работы).

Для выполнения деталями этих основных функций они должны удовлетворять следующим показателям качества: первоначальная точность; жесткость; виброустойчивость; температурная деформация; долговечность; себестоимость изготовления.

Для выполнения вспомогательных функций и функций управления детали машин и механизмов могут иметь совершенно другой набор функций, например: разделение двух сред; направление потока вспомогательных материалов; регулирование положения или ориентации деталей (узлов, механизмов); передача информации (зрительной, световой, звуковой и т. п.); отвод отходов (стружки, вспомогательных материалов, теплоты и т. п.).

Необходимые функции деталей обеспечиваются совокупностью их элементов, сгруппированных определенным образом и объединенных в единое целое. Форма каждого элемента детали определяется выполняемыми элементом функциями. Совокупность форм элементов образует конфигурацию детали. В свою очередь, форму любого элемента составляют простые геометрические поверхности.

Основными элементами деталей машиностроения являются конструктивные элементы (КЭ), так как они обеспечивают выполнение деталью всех ее рабочих функций. Кроме конструктивных элементов большинство деталей имеет и технологические элементы (ТЭ), необходимые для точного и высокопроизводительного их изготовления и сборки. В некоторые детали могут входить и информационные элементы (ИЭ) — таблички, надписи, указатели.

КЭ делятся на присоединительные (с подвижным или неподвижным контактом) и промежуточные. Конструктивные присоединительные элементы (КПЭ) с подвижным контактом образуют в узлах и механизмах подвижные соединения, например зубья зацеплений, элементы направляющих прямолинейного движения, элементы подшипников качения или скольжения, поверхности кулачков и толкателей и т. п. Все эти элементы составляют кинематические пары — поступательные, вращательные, винтовые и т. п. В подвижных соединениях сопряженные элементы обеспечивают взаимную ориентацию сопрягаемых деталей и передачу усилий при их относительном движении по заданному закону. Допуски формы таких элементов малы.

КПЭ с неподвижным контактом образуют неподвижные соединения деталей. Они обеспечивают правильное взаимное расположение и ориентацию соединяемых деталей, а также передачу возникающих при работе усилий. Такие элементы имеют простую технологичную форму и обрабатываются с повышенной точностью.

Промежуточные конструктивные элементы (ПКЭ) объединяют все элементы детали в одно целое и обеспечивают их необходимое относительное положение и ориентацию, передачу усилий внутри детали. Часто ПКЭ образуют свободное пространство (объем) для размещения или перемещения других деталей или их элементов. Точность обработки большинства ПКЭ невелика.

ТЭ деталей машин можно укрупненно разбить на базирующие элементы (ТЭБ); элементы, обеспечивающие выход инструмента (ТЭИ), и элементы, обеспечивающие удобство сборки (ТЭС). Обобщенная схема элементов детали представлена на рис. 22.8.

Структура детали определяется служебным назначением и компоновочной схемой содержащего ее узла или механизма. Причем служебное назначение определяет вид и число КПЭ, а компоновочная схема — вид и число ПКЭ. ТЭ могут совмещаться (накладываться) как с КПЭ, так и с ПКЭ. ИЭ совмещаются только с ПКЭ.

На рис. 22.9 показан фрагмент кинематической схемы механизма, а также функциональная, принципиальная и конструктивно-геометрическая схема одной из простых деталей этого механизма — втулки. Механизм представляет собой шток, совершающий возвратно-поступательное движение. Расположение и направление штока определяется втулкой. Функциональная конструкторская схема этой детали состоит из трех конструктивных присоединительных элементов: двух элементов с неподвижным контактом (КПНЭ), один из которых фиксирует направление оси и расположение ее по двум координатам, а другой — расположение ее вдоль оси по третьей линейной координате, и элемента с подвижным контактом (КПЭ), необходимого для взаимодействия со штоком. В функциональной конструкторско-технологической схеме к этим элементам добавлены три технологических, два из них необходимы для облегчения сборки втулки с корпусом и со штоком (технологический элемент сборки ТЭС), а третий — для облегчения изготовлении при шлифовании наружного диаметра (технологический элемент изготовления).

Перечисленные функциональные элементы реализуются в принципиальной схеме с помощью элементов формы: трех цилиндрических наружных ступеней вращения (СТЦ), одной ступени цилиндрического отверстия (СТОЦ), трех фасок (Ф) и одной канавки (КП).

Принципиальная схема конфигурации реализуется с помощью конструктивно-геометрической модели, представляющей собой теоретико-множественную формулу (см. рис. 22.6).

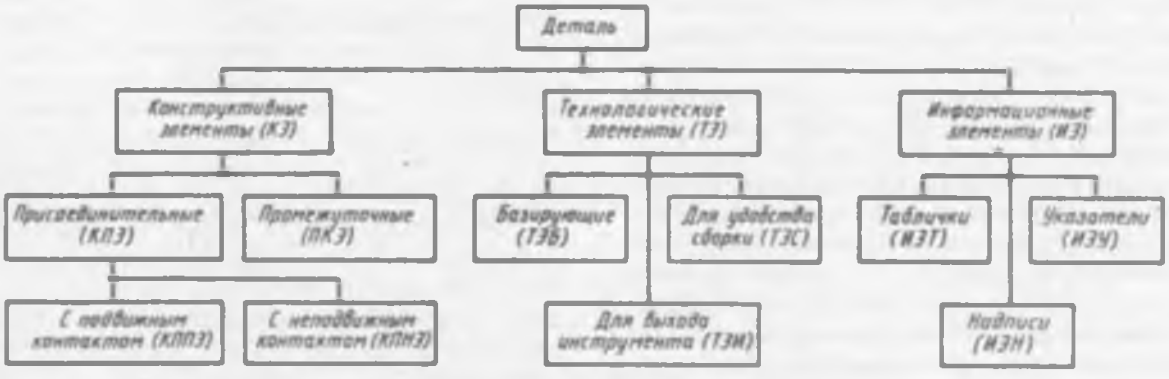


Рис. 22.8. Обобщенная схема элементов детали



Рис. 22.9. Функциональная, принципиальная и конструктивно-геометрическая схема детали

22.7. МЕТОДЫ АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

Технологическое проектирование, так же как и проектирование технических объектов, представляет собой сложный многоступенчатый процесс разработки и постепенного уточнения проекта и рабочей документации.

Общая иерархическая схема процесса проектирования технологических процессов (ТП) показана на рис. 22.10. При проектировании одновременно рассматривают обычно три уровня иерархии: уровень системы, в которую ТП входит как элемент; уровень проектируемого ТП; уровень объектов, которые являются элементами проектируемого ТП.

Первый уровень принято относить к внешнему проектированию. Результатом работы на этом уровне является совокупность функциональных характеристик, необходимых для достижения целей той системы, в которую проектируемый ТП входит как элемент.

Задачи второго и третьего уровней проектирования состоят в определении таких структур и совокупности значений параметров ТП, что при минимизации (максимизации) некоторых критериев обеспечиваются функциональные характеристики проектируемого ТП не ниже заданных в техническом задании. Второй и третий уровень рассматриваются в рамках внутреннего проектирования.

Проектирование в целом носит дедуктивный характер, обеспечивающий постепенный переход от принятия решений за более высоком уровне к решениям на нижних уровнях. При этом в случае неудовлетворительных результатов производится пересмотр ранее принятых решений. Возможно также одновременное рассмотрение альтернативных вариантов, начиная с любого уровня, с выбором наилучшего.

Этапы принятия проектных решений при проектировании ТП приведены в табл. 22.28

На первой стадии проектирования разрабатывают план обработки (ПО), состоящий из этапов (ЭО), включающих как этапы обработки резанием, обеспечивающие изготовление ТО с различной точностью и шероховатостью поверхностей (черновые, получистовые, чистовые, доводочные и т. п.), так и этапы термообработки, покрытий и т. д. Разработка плана обработки заданного ТО начинается с выбора заготовки и проектирования при необходимости соответствующих заготовительных этапов и этапов обработки баз.

Выбор одного или нескольких вариантов заготовок фиксирует вход проектируемого технологического процесса или нескольких его вариантов. Описание выхода ТП зафиксировано в конструкторской документации.

Последовательность выбранных этапов обработки или несколько вариантов таких последовательностей определяет укрупненную структуру проектируемого ТП.

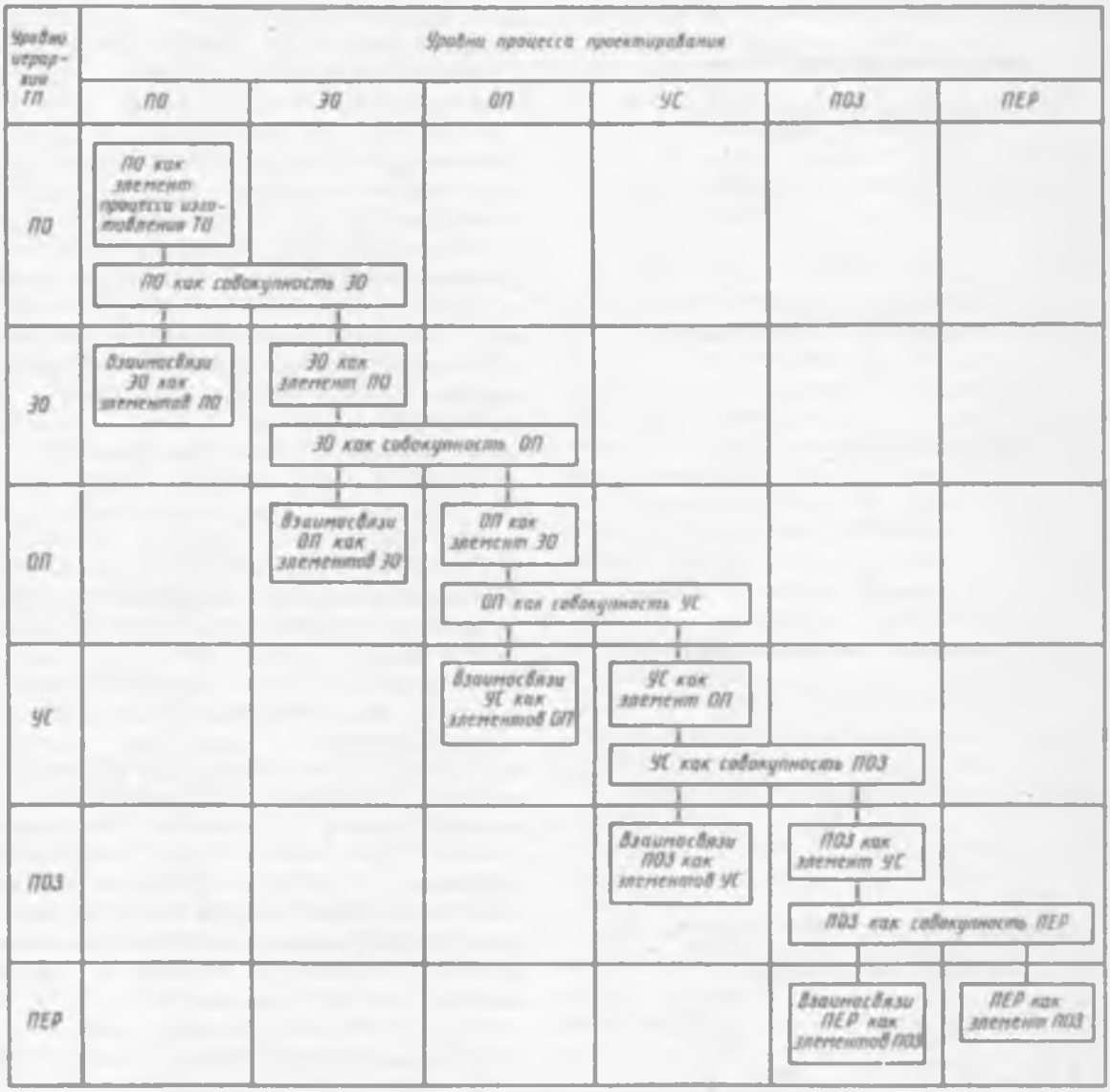


Рис. 22.10. Иерархическая схема процесса проектирования технологических процессов

22.28. Этапы проектирования ТП

Стадии	Этапы	Проектные решения										УП	
		Принципиальная схема ТП			Средства технологического оснащения		Расположение		Режимы обработки	Схема обработки		Расчет траектории	Кодирование кадров
		Выход ТП — изделие	Вход ТП — заготовка	Структура	Оборудование Приспособление	Инструмент	относительно приспособления	относительно оборудования		Тип, параметры	Структура		
Технический проект	План обработки	×	×										
	Этап обработки	×	×	×									

Продолжение табл. 22.28

Стадии	Этапы	Проектные решения										УП	
		Принципиальная схема ТП			Средства технологического оснащения		Расположение		Режимы обработки	Схема обработки			
		Выход ТП — изделие	Вход ТП — заготовка	Структура	Оборудование. Приспособление	Инструмент	относительно приспособления	относительно оборудования		Тип, параметры	Структура	Расчет траектории	Кодирование кадров
Рабочий проект	Операция обработки	×	×	×	×								
	Установ	×	×	×	×		×						
	Позиция	×	×	×	×		×						
	Переход	×	×	×	×	×	×	×	×	×			
	Рабочий ход	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×		
	Ход		×		×	×	×	×	×	×	×	×	
	Шаг	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×

Примечание. Знак «×» означает принятие проектного решения на данном или предшествующих этапах

Далее уточняют оборудование и приспособления, используемые на каждом этапе, и формируют один или несколько вариантов маршрута обработки.

Назначение параметров установа (УС) фиксирует расположение обрабатываемого ТО относительно приспособления, а расположение приспособления относительно оборудования фиксирует позицию (ПОЗ), определяя окончательно связь системы координат изготовляемого ТО с системой координат используемого оборудования.

При проектировании перехода (ПЕР) фиксируются решения относительно применяемого инструмента, используемой схемы траектории этого инструмента относительно ТО и параметров расчета этой схемы, а также режимов обработки.

Расположение рабочих ходов детализирует структуру схемы обработки при выполнении перехода. Формирование управляющей программы (УП) сводится к расчету ходов и кодированию кадров УП.

Рассмотрим более детально описанный процесс проектирования. Разработка плана обработки начинается с выбора одного или нескольких вариантов заготовки. Выбор зависит от характеристик детали и серийности производства. Выбор заготовки определяет содержание первого этапа плана обработки — заготонительного, предназначенного для получения заготовки и ее термообработки.

Полный набор этапов обработки зависит от конкретных условий, однако при этом можно выделить следующую базовую совокупность:

термический этап 1 (улучшение, старение) предназначен для улучшения обрабатываемости материала и снятия внутренних напряжений заготовки;

обработка баз предназначена для формирования баз с использованием черновых баз;

черновой этап предназначен для съема лишних припусков;

получистовой этап предназначен для размерной обработки с точностью по 11—13-му квалитетам и параметром шероховатости $Ra > 1{,}25$ мкм;

термический этап 2 предназначен для закалки или улучшения;

чистовой этап 1 предназначен для размерной обработки с точностью по 7—9-му квалитету и параметром шероховатости $Ra > 0{,}32$ мкм;

термический этап 3 предназначен для азотирования или старения;

чистовой этап 2 предназначен для размерной обработки с точностью по 6—7-му квалитету и параметром шероховатости $Ra > 0{,}15$ мкм;

этап покрытий предназначен для хромирования, никелирования и других покрытий;

доводочный этап предназначен для полу-

чения поверхностей с параметром шероховатости $Ra = 0{,}02$ мкм.

При использовании метода концентрации операций, например, с использованием многоцелевых станков возможны комбинации перечисленных этапов: черновой — получистовой; черновой — чистовой *1*; получистовой — чистовой *1*.

Технологические возможности определяют допустимые варианты переходов от одного этапа к другому, формируя таким образом пространство состояний процесса обработки. Один из возможных вариантов такого пространства представлен в форме ориентированного графа на рис. 22.11.

Задача построения плана обработки состоит в формировании одной или нескольких допустимых последовательностей этапов обработки. Это формирование производится на основе анализа свойств изготовляемой детали и дополнительных данных, задаваемых технологом.

С применением описанного в предыдущем разделе способа представления инженерных знаний эта задача может быть решена следующим образом.

Каждому ребру графа, показанного на рис. 22.11, ставится в соответствие блок принятия решения. В таблице условий применения блока обязательным является проверка наименования предыдущего выбранного этапа. Остальные проверки зависят от типа этапа, к которому подходит данное ребро графа. Результатом является наименование следующего этапа плана обработки. Если проверки всех условий применения блока дают положительный результат, то соответствующий этап заносится в план обработки и рассматривается в качестве предыдущего. Процесс повторяется до тех пор, пока не будут выбраны все этапы.

Имеются две возможности построения системы управления процессом проектирования плана обработки: построение первого удовлетворительного плана и построение всех допустимых планов. В первом случае после первого успешного применения блока дальнейший анализ не производится, найденный этап заносится в качестве предыдущего и процесс повторяется сначала. Во втором случае находятся все возможные продолжения плана обработки, которые затем последовательно используются в качестве предыду-

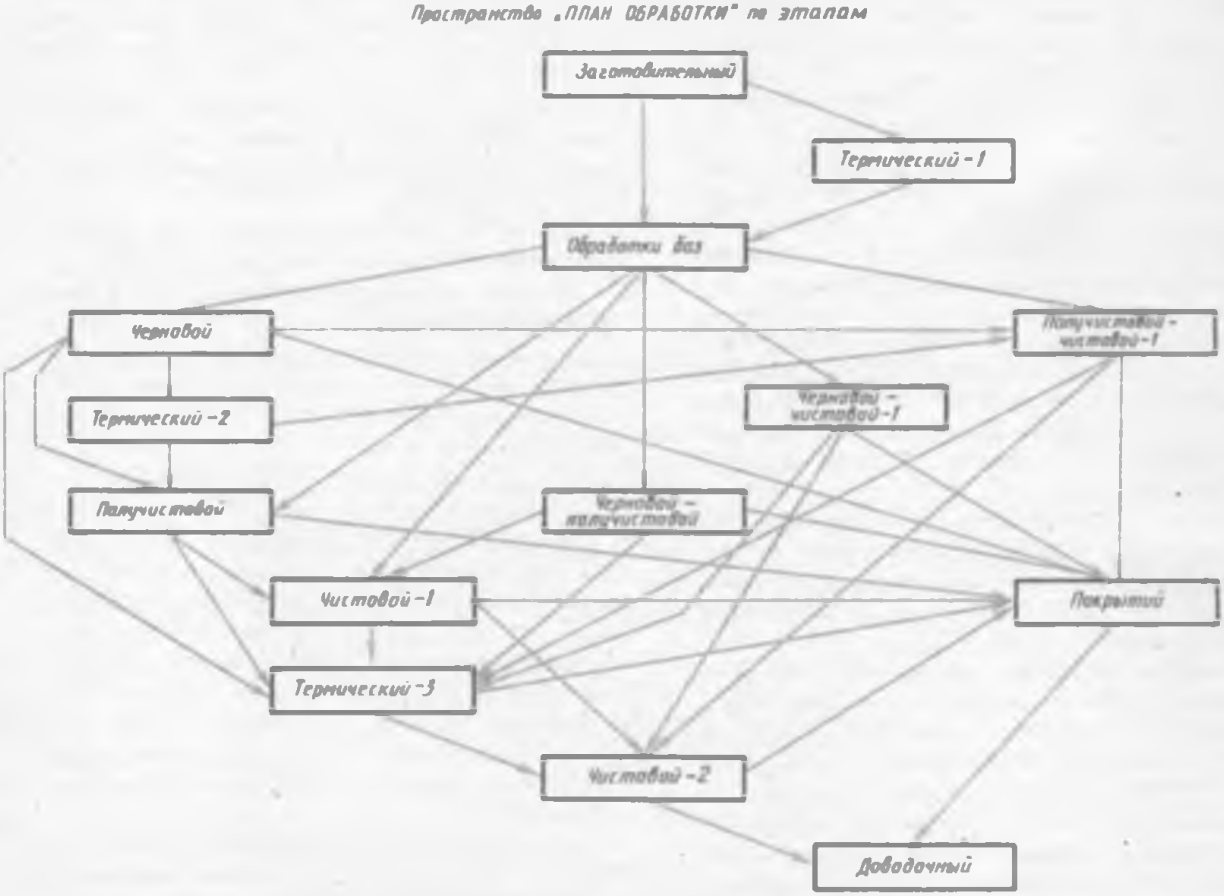


Рис. 22.11. Пространство состояний процесса обработки

щего этапа для построения всех допустимых планов обработки.

Для построения базы знаний формирования плана обработки технологу достаточно написать необходимый набор блоков принятия решений. При этом сам граф пространства состояний, в принципе, может не разрабатываться.

В табл. 22.29—22.34 приведены некоторые блоки принятия решений, соответствующие пространству состояний, приведенному на рис. 22.11. В каждом конкретном случае может в широких пределах изменяться как состав этапов, так и структура пространства состояний и правил принятия решений. При наличии типовых планов обработки поиск в пространстве состояний не производится, а план назначается по выбору технолога.

Каждый этап из построенного плана обработки может рассматриваться в качестве абстрактной операции, выполняемой на абстрактном оборудовании, способном реализовать все виды переходов данного класса. Для построения технического проекта технологического процесса необходимо определить состав переходов, образующих каждый этап.

Проектирование набора переходов относится к классу задач формирования последовательности действий для достижения определенных целей, исходя из заданной начальной ситуации. К этому классу, например, относятся задачи, решаемые интеллектуальным роботом.

При проектировании технологических процессов ситуации определяются состоянием обрабатываемой заготовки. Начальная ситуация определяется состоянием заготовки,

22.29. Блок принятия решений F1

БЛОК: F1

НАИМЕНОВАНИЕ ПАРАМЕТРА	ЗНАЧЕНИЕ ПАРАМЕТРА	ИМЯ
1. СТАДИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ	ФОРМИРОВАНИЕ ПЛАНА ОБРАБОТКИ	
2. ПРЕДЫДУЩИЙ ЭТАП ОБРАБОТКИ	ЗАГОТОВИТЕЛЬНЫЙ	
3. МАТЕРИАЛ ДЕТАЛИ	СТАЛЬ, АЛЮМИНИЙ	
4. ТВЕРДОСТЬ МАТЕРИАЛА ЗАГОТОВКИ НВ	[100,)	
5. ЭТАП ОБРАБОТКИ		

ТВЕРДОСТЬ МАТЕРИАЛА ЗАГОТОВКИ	ПРЕДЫДУЩИЙ ЭТАП ОБРАБОТКИ
	ЗАГОТОВИТЕЛЬНЫЙ
[100,)	ТЕРМИЧЕСКИЙ 1

22.30. Блок принятия решений F2

БЛОК: F2

НАИМЕНОВАНИЕ ПАРАМЕТРА	ЗНАЧЕНИЕ ПАРАМЕТРА	ИМЯ
1. СТАДИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ	ФОРМИРОВАНИЕ ПЛАНА ОБРАБОТКИ	
2. ПРЕДЫДУЩИЙ ЭТАП ОБРАБОТКИ	ЗАГОТОВИТЕЛЬНЫЙ, ТЕРМИЧЕСКИЙ 1	
3. ЭТАП ОБРАБОТКИ		

22.31. Блок принятия решений F3

БЛОК: F3

НАИМЕНОВАНИЕ ПАРАМЕТРА	ЗНАЧЕНИЕ ПАРАМЕТРА	ИМЯ
1. СТАДИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ	ФОРМИРОВАНИЕ ПЛАНА ОБРАБОТКИ	
2. ПРЕДЫДУЩИЙ ЭТАП ОБРАБОТКИ	ОБРАБОТКА БАЗ	
3. ВИД ЗАГОТОВКИ	ШТАМПОВКА, ТОЧНОЕ ЛИТЬЕ	
4. МЕТОД ОБРАБОТКИ	КОНЦЕНТРИРОВАННЫЙ, ГПС	
5. МИНИМАЛЬНЫЙ КВАЛИТЕТ	[0,9]	
6. ЭТАП ОБРАБОТКИ		

СТАДИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ	МИНИМАЛЬНЫЙ КВАЛИТЕТ
	[0,9]
ФОРМИРОВАНИЕ ПЛАНА ОБРАБОТКИ	ПОЛУЧИСТОВОЙ-ЧИСТОВОЙ 1

22.32. Блок принятия решений F4

БЛОК: F4

НАИМЕНОВАНИЕ ПАРАМЕТРА	ЗНАЧЕНИЕ ПАРАМЕТРА	ИМЯ
1. СТАДИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ 2. ПРЕДЫДУЩИЙ ЭТАП ОБРАБОТКИ 5. МИНИМАЛЬНЫЙ КВАЛИТЕТ	ФОРМИРОВАНИЕ ПЛАНА ОБРАБОТКИ ЧИСТОВОЙ 1, ЧЕРНОВОЙ-ЧИСТОВОЙ 1, ПОЛУЧИСТОВОЙ-ЧИСТОВОЙ 1, ТЕРМИЧЕСКИЙ 3 (0,8]	
6. ЭТАП ОБРАБОТКИ		

СТАДИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ	МИНИМАЛЬНЫЙ КВАЛИТЕТ
	(0,8]
ФОРМИРОВАНИЕ ПЛАНА ОБРАБОТКИ	ЧИСТОВОЙ 2

22.33. Блок принятия решений F5

БЛОК: F5

НАИМЕНОВАНИЕ ПАРАМЕТРА	ЗНАЧЕНИЕ ПАРАМЕТРА	ИМЯ
1. СТАДИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ 2. ПРЕДЫДУЩИЙ ЭТАП ОБРАБОТКИ 3. ВИД ПОКРЫТИЙ	ФОРМИРОВАНИЕ ПЛАНА ОБРАБОТКИ ЧИСТОВОЙ 1, ЧЕРНОВОЙ, ЧЕРНОВОЙ ЧИСТОВОЙ 1, ПОЛУЧИСТОВОЙ-ЧИСТОВОЙ 1, ЧИСТОВОЙ 2, ПОЛУЧИСТОВОЙ, ТЕРМИЧЕСКИЙ 3, ЧЕРНОВОЙ-ПОЛУЧИСТОВОЙ С ПОКРЫТИЕМ	
4. ЭТАП ОБРАБОТКИ		

СТАДИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ	ВИД ПОКРЫТИЙ
	С ПОКРЫТИЕМ
ФОРМИРОВАНИЕ ПЛАНА ОБРАБОТКИ	ПОКРЫТИЙ

22.34. Блок принятия решений F6

БЛОК: F6

НАИМЕНОВАНИЕ ПАРАМЕТРА	ЗНАЧЕНИЕ ПАРАМЕТРА	ИМЯ
1. СТАДИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ 2. ПРЕДЫДУЩИЙ ЭТАП ОБРАБОТКИ 3. МИНИМАЛЬНАЯ ШЕРОХОВАТОСТЬ RA 4. ЭТАП ОБРАБОТКИ	ФОРМИРОВАНИЕ ПЛАНА ОБРАБОТКИ ЧИСТОВОЙ 2, ПОКРЫТИЙ (0, 0.16]	

СТАДИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ	МИНИМАЛЬНАЯ ШЕРОХОВАТОСТЬ RA
	(0, 0.16]
ФОРМИРОВАНИЕ ПЛАНА ОБРАБОТКИ	ДОВОДОЧНЫЙ

а конечная — конфигурацией и характеристиками детали. При проектировании набора переходов базу данных, характеризующую ее состояние, разбивают на отдельные компоненты — элементы формы (ЭФ), рассматриваемые на этой стадии проектирования независимо. При этом исходят из возможности раздельного решения важнейших задач: 1) достижения с заданной точностью размеров, формы, параметров шероховатости поверхностей, образующих ЭФ, 2) достижения с заданной точностью взаимного расположения ЭФ. Первая задача решается за счет определения необходимого набора переходов, а вторая — за счет решения проблемы базирования.

В первой задаче рассматривается взаимосвязанная пара: допустимый набор переходов и состояние обрабатываемой детали. Допустимый набор переходов в совокупности с условиями и результатами применения каждого перехода определяет возможности дан-

ной технологической системы. Условия и результаты применения переходов определяются в терминах состояния обрабатываемых поверхностей, в которые входят такие параметры, как припуск, квалитет размеров ЭФ, параметры шероховатости поверхностей ЭФ и отклонения формы.

Выполнение перехода заменяет одно состояние ЭФ другим. Эти действия в системах искусственного интеллекта [4, 5] моделируют с помощью продукционных правил (ПП), заменяющих одно описание состояния другим. ПП состоят из двух основных компонент предварительного условия его применения и списка изменений модели состояния.

22.35. Блок принятия решений SF1

БЛОК: SF1

НАИМЕНОВАНИЕ ПАРАМЕТРА	ЗНАЧЕНИЕ ПАРАМЕТРА	ИМЯ
1. СТАДИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ	ФОРМИРОВАНИЕ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ СХЕМЫ	
2. ТИП ЭФ	ОТВЕРСТИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЕ ГЛАДКОЕ	
3. D ЗАГОТОВКИ, ММ	0.	
4. D ОТВ, ММ	[3., 30.]	
5. КВАЛИТЕТ	[12,)	
6. ЗНАК ШЕРОХОВАТОСТИ	RZ	
7. ШЕРОХ, МКМ	[40.,)	A23
8. ДНО	СКВОЗНОЕ	
9. НАИМЕНОВАНИЕ ПЕРЕХОДА		
10. D ОТВ ИСХ, ММ		
11. КВАЛИТЕТ ИСХ		
12. ЗНАК ШЕРОХ ИСХ		
13. ПАРАМЕТР ШЕРОХ, ИСХ, МКМ		

ПАРАМЕТР ШЕРОХ, МКМ	КВАЛИТЕТ
	[12,)
[40.,)	СВЕРЛИТЬ ОКОНЧАТЕЛЬНО, 0., 14, RZ, A23

ПП производят замену одного состояния детали другим. Такая замена может быть сопоставлена со сменой кадров в мультфильме. В простом мультфильме действующие лица движутся от одного кадра к другому на фиксированном фоне. В более сложных картинах фон также подвергается изменениям, вызванным силами, отличными от действующих лиц (внешние факторы). В данной системе фон считается неизменным. Результаты действий ПП носят локальный характер, ПП в данной системе моделируют нормальное выполнение действий. Аварийные

22.36. Блок принятия решений SF2

БЛОК: SF2

НАИМЕНОВАНИЕ ПАРАМЕТРА	ЗНАЧЕНИЕ ПАРАМЕТРА	ИМЯ
1. СТАДИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ	ФОРМИРОВАНИЕ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ СХЕМЫ	
2. ТИП ЭФ	ОТВЕРСТИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЕ ГЛАДКОЕ	
3. D ЗАГОТОВКИ, ММ		A18
4. D ОТВ. ММ	(6., 120.]	
5. КВАЛИТЕТ	[12,)	
6. ЗНАК ШЕРОХОВАТОСТИ	RA	
7. ПАРАМЕТР ШЕРОХ, МКМ	[6.3,)	A23
8. ДНО		
9. НАИМЕНОВАНИЕ ПЕРЕХОДА		
10. D ОТВ. ИСХ, ММ		
11. КВАЛИТЕТ ИСХ		
12. ЗНАК ШЕРОХ. ИСХ		
13. ПАРАМЕТР ШЕРОХ. ИСХ., МКМ		

D ОТВ, ММ	КВАЛИТЕТ
	[12,)
(6., 25.]	СВЕРЛИТЬ ПРЕДВАРИТЕЛЬНО, A18, 14, RA, A23
(25., 50]	РАССВЕРЛИТЬ ПРЕДВАРИТЕЛЬНО, 25., 14, RA, 12.5
(50., 120.]	ФРЕЗЕРОВАТЬ ПРЕДВАРИТЕЛЬНО, 25., 14, RA, 12.5

22.37. Блок принятия решений SF3

БЛОК: SF3

НАИМЕНОВАНИЕ ПАРАМЕТРА	ЗНАЧЕНИЕ ПАРАМЕТРА	ИМЯ
1. СТАДИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ	ФОРМИРОВАНИЕ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ СХЕМЫ	
2. ТИП ЭФ	ОТВЕРСТИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЕ ГЛАДКОЕ	
3. D ОТВ, ММ	(10., 15.]	A19
4. КВАЛИТЕТ	11	
5. ЗНАК ШЕРОХОВАТОСТИ	RZ	
6. ПАРАМЕТР ШЕРОХ, МКМ	[20.,)	A23
7. ДНО	СКВОЗНОЕ	
8. НАИМЕНОВАНИЕ ПЕРЕХОДА		
9. D ОТВ ИСХ, ММ		
10. КВАЛИТЕТ ИСХ		
11. ЗНАК ШЕРОХ ИСХ		
12. ПАРАМЕТР ШЕРОХ ИСХ, МКМ		

ПАРАМЕТР ШЕРОХ, МКМ	КВАЛИТЕТ
	11
$[20_{.},)$	ЗЕНКЕРОВАТЬ ОКОНЧАТЕЛЬНО, A19 — 1., 12, RA, 12.5

ситуации при технологическом проектировании не рассматриваются. Предполагается, что это должна выполнять система управления технологическим процессом при его реализации.

В рассматриваемой системе ПП из числа допустимых используются до тех пор, пока не будет достигнуто целевое состояние. При этом возможно использование как одиночного, так и вариантного проектирования с использованием метода, описанного выше.

Для эффективного построения планов часто действуют в обратном направлении — от целевого к начальному состоянию. Такой подход используется в данной системе как наиболее удобный при технологическом проектировании.

В табл. 22.35—22.37 приведены соответствующие продукционным правилам блоки принятия решений, предназначенные для определения некоторых переходов обработки элементов формы.

В первом блоке записано, что сверлением могут быть окончательно обработаны сквозные гладкие цилиндрические отверстия диаметром от 3—30 мм с точностью диаметра не более чем по квалитету 12 и параметром шероховатости $Rz \geqslant 40$ мкм при отсутствии отверстия в заготовке.

Во втором блоке записано, что при диаметре отверстия в полуфабрикате, имеющем точности по квалитету 14, с параметром шероховатости $Ra = 6{,}3 \ldots 12{,}5$ мкм и необходимости получить промежуточное отверстие с точностью по квалитету 12 и параметром шероховатости $Ra \geqslant 6{,}3$ мкм отверстия диаметром 6—25 мм предварительно сверлят, отверстия диаметром свыше 25 до 50 мм рассверливают, а свыше 50 до 120 мм — расфрезеровывают. В третьем блоке записано, что при необходимости получить в готовой детали отверстие диаметром 10—15 мм с точностью по 11-му квалитету с параметром шероховатости $Rz \geqslant 20$ мкм применяют зенкерование. При этом припуск должен составлять 1 мм, а исходное отверстие иметь диаметр с точностью по 12-му квалитету и параметр шероховатости $Ra = 12{,}5$ мкм. Если в полуфабрикате отверстие не соответствует этим требованиям, то предварительно оно будет сформировано с помощью предыдущего блока, т. е. просверлено.

После определения всех переходов, необходимых для формирования всего множества ЭФ, составляющих деталь, переходы распределяются по определенным ранее этапам обработки.

Основное преимущество использованных здесь продукционных правил перед алгоритмами заключается в их гибкости. Знания, представленные в алгоритмической форме и запрограммированные на процедурных языках типа Фортран, Паскаль и т. п., фиксируются жестко, и изменения их требуют много усилий со стороны разработчиков и программистов. Знания, представленные в форме правил-продукций, содержат в неявной форме большое число алгоритмов. Реализация алгоритма определяется конкретной ситуацией (состоянием обрабатываемого объекта). Блоки принятия решений, представляющие ПП, автоматически преобразуются в программные модули и могут

быть легко скорректированы, удалены или добавлены без изменения других частей программного обеспечения.

Задача рабочего проектирования заключается в конкретизации общих решений, принятых на этапе технического проектирования. Общие решения, включающие последовательность этапов обработки (обобщенные операции) и набор обобщенных переходов, распределенных по этапам обработки, представляют собой принципиальную схему технологического процесса.

Рабочее проектирование начинают с конкретизации моделей оборудования, используемого на каждом этапе обработки. Если для реализации этапа обработки необходимо несколько моделей технологического оборудования, то соответствующую ему обобщенную операцию разбивают на несколько конкретных операций. Оборудование выбирают с помощью блоков принятия решений. Для металлорежущих станков выбор зависит от номенклатуры переходов, габаритных размеров заготовки и зоны обработки, группы обрабатываемого материала, требуемых точности и параметра шероховатости (таб. 22.38).

22.38. Блок принятия решений FTP1

БЛОК: FTP1

НАИМЕНОВАНИЕ ПАРАМЕТРА	ЗНАЧЕНИЕ ПАРАМЕТРА	ИМЯ
1. НАИМЕНОВАНИЕ ПЕРЕХОДА	ФРЕЗЕРОВАТЬ	
2. ШИРИНА ЗАГОТОВКИ, ММ	(0,400]	
3. ДЛИНА ЗАГОТОВКИ, ММ	(0,1600]	
4. ВЫСОТА ЗАГОТОВКИ, ММ	(0,800]	
5. ШИРИНА ОБРАБОТКИ, ММ	(0,400]	
6. ДЛИНА ОБРАБОТКИ, ММ	(0,1000]	
7. ГЛУБИНА ОБРАБОТКИ, ММ	(0,150]	
8. КВАЛИТЕТ	[11,13]	
9. ШЕРОХОВАТОСТЬ	[40,)	
10. ГРУППА ОБРАБАТЫВАЕМОГО МАТЕРИАЛА	СТАЛЬ, ЧУГУН, ЛЕГКИЕ СПЛАВЫ	
11. НАИМЕНОВАНИЕ СТАНКА		

НАИМЕНОВАНИЕ ПЕРЕХОДА	КВАЛИТЕТ [11,13]
ФРЕЗЕРОВАТЬ	6Р13Ф3-01

Следующая задача — выбор способов базирования. Решение этой задачи призвано обеспечить заданные чертежом детали требования к взаимному расположению ее конструктивных элементов.

Выбор последовательности установов производится на основе данных о точности взаимного расположения КТЭ и ЭФ, а также данных о последовательности обработки ЭФ и выбранных моделей станков. Ориентация обрабатываемых поверхностей относительно станка производится посредством поверхностей, используемых в качестве технологических баз. Для каждой обрабатываемой поверхности может быть сформировано некоторое множество комплектов технологических баз (КТБ). Сумма этих множеств образует множество комплектов технологических баз, которые можно использовать при изготовлении детали.

В процессе технологического проектирования из этого множества необходимо выбрать такое сочетание комплектов баз и так организовать их смену, чтобы обеспечить последовательность обработки поверхностей, при которой будут выдержаны геометрические характеристики детали и оптимальные экономические показатели технологического процесса.

При проектировании технологического процесса технолог, используя свой практический опыт, назначает комплект чистовых технологических баз, от которых предполагается вести обработку большинства поверхностей заготовки. Эти базы называют комплектом единых технологических баз (КЕТБ). Выбирая КЕТБ, технолог стремится использовать принцип единства баз. За исключением несложных случаев использовать этот принцип в полной мере затруднительно или невозможно вследствие несовпадения технологических, измерительных и конструкторских баз, в особенности при жестких допусках на взаимное расположение ЭФ. В этом случае прибегают к организованной смене баз, используя другие комплекты технологических баз. Эти комплекты называют дополнительными комплектами технологических баз (ДКТБ).

Не менее важным этапом, влияющим на обеспечение требуемой точности обработки, является этап, на котором решается вопрос о выборе баз на первой операции — комплекте технологических баз первой операции (КТБП). В качестве КТБП выбирают

такие поверхности заготовки, относительно которых могут быть обработаны поверхности, используемые в дальнейшем в качестве КЕТБ. Необходимо также учитывать, что для обеспечения точности базирования и надежности закрепления заготовки в приспособлении поверхности, входящие в состав КТБП, должны иметь достаточные размеры и возможно более высокую точность и наименьший параметр шероховатости. Желательно, чтобы эти поверхности использовались один раз.

Таким образом, комплект технологических баз должен быть разделен на несколько комплектов: комплект единых технологических баз (КЕТБ); комплект технологических баз первой операции (КТБП); дополнительные комплекты технологических баз (ДКТБ).

В комплект технологических баз входят следующие разновидности базирующих поверхностей: установочная; направляющая; опорная; двойная направляющая; двойная опорная.

Первым шагом решения задачи выбора баз является автоматизация процесса определения технологических баз для каждой обрабатываемой поверхности из числа задаваемых технологом КЕТБ, КТБП, ДКТБ. Цель — определение баз, обеспечивающих получение требуемой точности относительного расположения поверхностей.

Если невозможно использовать КЕТБ, используют ДКТБ, стремясь к совмещению конструкторских и технологических баз. При этом производят расчет суммарной погрешности относительного расположения поверхностей.

КТБП позволяет обработать несколько поверхностей, среди которых должен быть хотя бы один КЕТБ, причем позволяющий разместить максимальное число опорных точек. Новый комплект, используемый на втором установе и включающий, как правило, обработанную поверхность из КЕТБ, дополняется теми поверхностями КТБП, которые не повлияют на ориентацию следующих обрабатываемых поверхностей. Этот переход от КТБП и КЕТБ стараются минимизировать.

Новые комплекты технологических баз могут формироваться из поверхностей, которые обработаны не полностью, т. е. находятся на различных этапах обработки. Это даст возможность более рационального построения технологического процесса, так как обработку поверхностей на черновом этапе можно вести от поверхностей, не обработанных начисто. Такой принцип формирования КТБ порождает множество комплектов и дает возможность выбора из широкого спектра решений.

Для каждого ЭФ желательно сформировать множество допустимых КТБ, из числа которых выбирают такое их сочетание, которое обеспечит геометрические характеристики и экономические показатели технологического процесса (рис. 22.12).

Общий процесс выбора технологических баз для обработки деталей представлен на рис. 22.13. Представленная последовательность действий основывается на методике оценки достижения требуемой точности относительного расположения поверхностей детали.

Когда технологическая база не совпадает с конструкторской, для получения окончательного размера используется один из четырех приемов обработки двух ЭФ:

совместная обработка на одном станке от единых технологических баз;

обработка на различных станках, но от одних технологических баз;

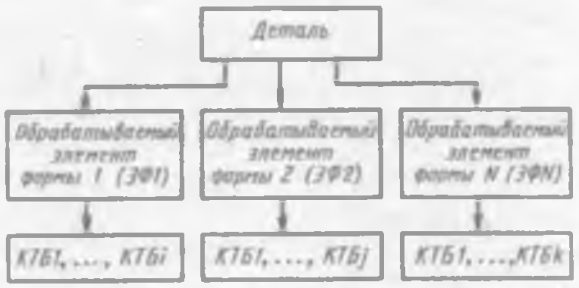


Рис. 22.12. Множество допустимых КТБ



Рис. 22.13. Процесс выбора технологических баз

обработка при различных установах на одних базовых поверхностях (с перезакреплением);

обработка на различных станках и от различных технологических баз.

Суммарная погрешность относительного расположения двух взаимосвязанных ЭФ зависит от совпадения конструкторских и технологических баз, а при несовпадении от используемого одного из перечисленных приемов. Кроме того, учитывают этап, вид обработки ЭФ и материал заготовки.

Целевой функцией при определении комплекта технологических баз является минимизация числа установов.

Решения, принятые по набору комплектов технологических баз, позволяют произвести выбор приспособления из числа имеющихся, а при отсутствии необходимого приспособления сформировать техническое задание (ТЗ) на его проектирование. Выбор оснастки производится на основе информации, хранящейся в базе данных, с помощью информационно-поисковой системы. ТЗ передается в подсистему проектирования приспособлений.

Комплект технологических баз фиксирует расположение заготовки относительно приспособления при обработке данного КТЭ или множества таких элементов.

Позиция обработки, определяющая взаимное расположение систем координат детали и станка, зависит от расположения обрабатываемого КТЭ на детали. Позиция фиксируется точкой начала и конца цикла обработки КТЭ.

Рабочее проектирование перехода заключается в определении всех его параметров, необходимых для заполнения технологической документации. На основе анализа структуры КТЭ и множества обобщенных переходов обработки ЭФ, определенных на стадии технического проектирования, конкретизируют цепочку переходов обработки КТЭ. С помощью информационно-поисковой системы в базе данных находят шифры режущих, вспомогательных и мерительных инструментов, а при их отсутствии формируют ТЗ для подсистемы автоматизации проектирования инструментов.

С помощью блоков принятия решений, аналогичных приведенному в табл. 22.27, назначают режимы обработки и производят нормирование технологического процесса. При необходимости обработки на станках с ЧПУ определяют типовые схемы и параметры циклов обработки для расчета управляющих программ, который производят с помощью соответствующих программных модулей, формирующих УП на промежуточном языке CLDATA [2]. Формирование УП для конкретного станка осуществляется с помощью инвариантного постпроцессора.

Рабочее проектирование завершается формированием текстовой и графической документации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Дитрих Я.** Проектирование и конструирование: системный подход: Пер. с польск. М.: Мир, 1981. 456 с.

2. **Евгенев Г. Б.** Основы программирования обработки на станках с ЧПУ. М.: Машиностроение, 1983. 304 с.

3. **Перегудов Ф. И., Тарасенко Ф. П.** Введение в системный анализ: Учеб. пособие для вузов. М.: Высшая школа, 1989. 367 с.

4. **Попов Э. В.** Экспертные системы: Решение неформализованных задач в диалоге с ЭВМ. М.: Наука, 1987. 288 с.

5. **Поспелов Д. А.** Ситуационное управление: Теория и практика. М.: Наука, 1986. 288 с.

6. **Прохоров А. Ф.** Конструктор и ЭВМ. М.: Машиностроение, 1987. 272 с.

7. **Тиори Т. и Фрай Дж.** Проектирование структур баз данных: В 2-х кн. Кн. 1: Пер. с англ. М.: Мир, 1985. 287 с.

8. **Хубка В.** Теория технических систем: Пер. с нем. М.: Мир, 1987. 208 с.

Раздел четвертый

МАТЕРИАЛЫ И РАСЧЕТЫ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

Глава 23

КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

23.1. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ ВЫБОРА МАТЕРИАЛОВ

Конструкционные материалы играют важную роль в обеспечении прочности и надежности машин. В условиях непрерывного повышения мощностей, скоростей, грузоподъемности, производительности и других параметров решающее значение имеет правильный выбор конструкционных материалов, основанный на всестороннем, комплексном учете на стадии проектирования машин эксплуатационных требований, заданного ресурса, минимальной металлоемкости, технологичности, стоимости изделия. При этом необходимо знание поведения материалов в реальных условиях службы, в значительной мере определяемого их физико-механическими свойствами, а также теплофизическими, виброакустическими и другими параметрами. Как правило, требования, предъявляемые к конструкционным материалам, их механическому поведению, методам образования из них деталей, а также разъемных, неразъемных и подвижных соединений, узлов трения, основаны на имеющемся опыте, результатах экспериментальных определений комплекса свойств конкретных материалов и элементов конструкций и, в общем случае, на поиске оптимальных значений критериев эффективности создаваемого изделия (технической системы).

Эффективность технической системы, т. е. ее соответствие целевому назначению, потребные затраты, заданный ресурс и т. д. неразрывно связана с *эффективностью конструкционного материала*, под которой понимают приспособленность материала к работе в заданных условиях применения при обеспечении наименьшей стоимости изготовленного из него элемента конструкции, нормально функционирующего в течение установленного промежутка времени.

Для обеспечения эффективности конструкционного материала необходимо решить:

1) конструкторские задачи, когда из нескольких материалов, выбирают наивыгоднейший, в наибольшей степени удовлетворяющий по комплексу характеристик физико-механических свойств заданным требованиям в соответствии с условиями работы данного элемента конструкции или узла не только с точки зрения установления безопасной наработки, но и исходя из того, чтобы неизбежные дефекты, первоначально содержащиеся или зародившиеся в материале, не выходили бы под действием эксплуатационных нагрузок за допустимые пределы в течение всего установленного промежутка времени, как это предусматривается концепцией обеспечения безопасности по отказам, включая обоснование требований к чувствительности, доступности и периодичности неразрушающего контроля;

2) металлургические и технологические задачи, направленные на выбор наиболее эффективного элементного состава материала, способа изготовления и обработки (обеспечение требуемой плотности, литейных свойств, обрабатываемости резанием, давлением, свариваемости, термической и комбинированной обработки, возможности пайки, склеивания, достижения однородности и стабильности свойств, создания защитных и упрочняющих покрытий), контроля качества и т. д.;

3) экономические и организационные задачи, позволяющие обосновать возможность разработки нового конструкционного материала в установленное время с наименьшими затратами, оценить дефицитность материала, круг поставщиков, оперативность поставок, стоимость материала, допуски по параметрам поставляемых материалов и полуфабрикатов, в том числе по разбросу свойств, геометрических размеров и т. д.

При проектировании эффективных машиностроительных конструкций обычно исходят из следующих основных положений: все материалы обязательно содержат дефекты на микро- и макроструктурном уровне, все технологические процессы имеют пределы своих возможностей, все средства контроля имеют пределы по чувствительности и достоверности и всякое производство должно быть рентабельным и соответствовать экономическим

и экологическим требованиям. Для решения задач конструкторского характера, т. е. выбора конструкционного материала, а также определения форм и размеров деталей, узлов и элементов конструкций, необходимо знание предельных состояний и критериев прочности и долговечности для заданного характера изменения нагрузок, температур, влияния окружающей среды и других факторов. При этом существенное значение имеет правильная оценка предельных состояний по критериям вязкого, квазихрупкого, хрупкого, малоциклового и многоциклового усталостных разрушений на стадиях образования и развития трещин.

Для некоторых элементов конструкций, деталей и узлов весьма важно обеспечить оптимизацию параметров одновременно по критериям прочности, долговечности и износостойкости.

Использование силовых, энергетических деформационных и характеристик разрушения, а также трибологических теоретико-инвариантных критериев при расчетах прочности, износостойкости и долговечности высоконагруженных несущих элементов машин и конструкций базируется на получении информации об условиях перераспределения напряжений и деформаций при возникновении упругопластических состояний; выявлении роли исходных механических свойств (прочности, пластичности и т. п.) при анализе условий образования разрушения, в том числе при наличии концентрации напряжений; установлении особенностей изменения тепловых полей и напряженно-деформированных состояний в зонах трещин при появлении пластических деформаций; изучении диаграмм деформирования и разрушения; оценки значений предельных нагрузок для хрупких, квазихрупких и вязких состояний, а также на определении условий возникновения заедания в узлах трения и интенсивности изнашивания.

На основе знания комплекса фундаментальных характеристик механических свойств конструкционных материалов (прочность, пластичность, показатель упрочнения в неупругой области и другие параметры диаграмм деформирования), а также физических особенностей (типа кристаллической решетки, фазовых и структурных состояний, дефектности и параметров структуры) возможно целенаправленное применение указанных выше критериальных подходов при расчетах прочности и износостойкости деталей машин, узлов и элементов конструкций. Для наиболее полного обоснования выбора конструкционных материалов требуют также исчерпывающие сведения о таких свойствах, как плотность, теплоемкость, теплопроводность, электропроводность, сопротивление коррозии и т. д.

Особое внимание должно быть обращено на зависимость исходных значений физико-механических свойств от уровня технологических воздействий и их последствий (остаточная напряженность от обработки и сборки, появление поводок, протекание релаксационных процессов, изменение сопротивления коррозии при наклепе и т. д.), а также на соотношение между исходными свойствами материала и его поведением в разъемных (резьбовых, прессовых) и неразъемных (сварных, паяных, заклепочных, клеевых) соединениях, узлах трения. Основные характеристики механических свойств материалов на стадии проектирования нужно использовать в инженерных расчетах с учетом конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов (реальные толщины сечений, уровень действующих нагрузок, зоны концентрации напряжений, влияние температуры, коррозионного и другого воздействия среды, магнитных полей, радиации и т. д.) и наличия дефектов типа трещин. Это требует в отдельных случаях постановки специальных экспериментов для определения механических свойств на образцах конкретных материалов, а также проведения исследований на моделях и натурных конструкциях.

Оценка эффективности конструкционного материала может быть проведена по известному критериальному уравнению

$$C_э \approx C_ч k_{ср} t_ч + \bar{C}_м m_м + C_{пр},$$

где $C_э$ — стоимость элемента конструкции; $C_ч$ — тарифная ставка основных производственных работников; $k_{ср}$ — коэффициент, учитывающий долю затрат, калькулируемых в процентах от основной заработной платы производственных работников; $t_ч$ — трудоемкость изготовления данного элемента конструкции, зависящая от массы элемента и свойств материала; $\bar{C}_м$ — удельная стоимость конструкционного материала или стоимость единицы массы материала данного сортамента; $m_м$ — масса материала заготовки элемента конструкции; $C_{пр}$ — прочая стоимость, не зависящая явно от типа используемого материала (стоимость энергии, топлива, воды и т. д.); доля этих затрат в общем балансе стоимости обычно невелика.

При определении удельной стоимости элемента конструкции $\bar{C}_э$, т. е. уровня затрат,

приходящихся на единицу массы при заданной степени соответствия элемента конструкции своему назначению, эффективность конструкционного материала описывается единственным уравнением

$$\bar{C}_э = C_м k_{ср} \bar{t}_м + \bar{C}_м + (1 + \xi_{отх}) = \min ,$$

где $\bar{t}_м = t_м / m_э$ — удельная трудоемкость изготовления элемента конструкции; $\xi_{отх}$ — коэффициент, учитывающий долю отходов материала при изготовлении элемента конструкции.

В данном уравнении удельная трудоемкость $\bar{t}_м$ и удельная стоимость материала $\bar{C}_м$ являются критериями эффективности конструкционного материала. Решение этого уравнения приводит к получению оптимальных значений $\bar{t}_{м_{opt}}$ и $\bar{C}_{м_{opt}}$, причем критерий $\bar{t}_м$ отражает технологичность материала и характеризует влияние физико-механических свойств и условий работы материала на технологические возможности его использования, а критерий $\bar{C}_м$ характеризует совокупность затрат труда, связанных с этапами научно-исследовательских работ, получения и испытания данного материала в условиях опытного производства и этапом внедрения его в серийное производство.

Таким образом, разработка, выбор и использование конструкционных материалов должны осуществляться на основе комплексного, системного подхода к анализу эффективности технической системы (изделия) в целом на всех иерархических уровнях (уровень системы, уровень конструкции, уровень агрегата конструкции, уровень элемента конструкции или детали, уровень материала). При оптимальном выборе материалов нужно учитывать степень ответственности и уровень нагруженности: во-первых, это детали, элементы конструкции, повреждения которых приводят к разрушению всего изделия, что связано с причинением значительного ущерба людям и окружающей среде; во-вторых, высоко- и умеренно нагруженные детали и элементы конструкции, не имеющие вышеуказанных признаков последствий разрушения; в-третьих, ненагруженные или малонагруженные детали и элементы конструкций, выбор материалов для которых не является проблемой и целиком основан на имеющемся опыте.

Если для двух последних случаев в инженерной практике при выборе материалов традиционно широко используют методы сопротивления материалов, основанные на определении номинальных и местных напряжений, то для наиболее ответственных элементов конструкций, работающих, как правило, в экстремальных условиях при наличии весьма нагруженных зон, действии новых термических и остаточных напряжений, в том числе в окрестности трещин, выбор конструкционного материала, определение запасов прочности и долговечности должны проводиться по предельным нагрузкам, местным упругопластическим деформациям, коэффициентам интенсивности напряжений и деформаций, по размерам дефектов типа трещин.

В данной главе приведены сведения об основных физико-механических свойствах наиболее распространенных конструкционных материалов. Применяемые при расчетах деталей машин и конструкций характеристики и критерии сопротивления хрупкому, квазихрупкому и вязкому разрушению, в том числе при наличии коротких трещин [8, 9]; критерии сопротивления малоцикловому разрушению, учитывающие циклические свойства материалов, кинетику накопления повреждений и другие факторы; критерии многоциклового усталостного разрушения, а также критерии сопротивления изнашиванию более подробно изложены в гл. 30.

23.2. СТАЛИ И СПЛАВЫ НА ОСНОВЕ ЖЕЛЕЗА

Сталь — основной материал, который широко применяют в машиностроении, приборостроении, а также для изготовления инструмента [2, 19, 21, 25]. Стали классифицируют по химическому составу, по назначению, качеству, степени раскисления и структуре.

По химическому составу стали делят на углеродистые и легированные. Углеродистые стали в зависимости от содержания в них углерода подразделяют на низкоуглеродистые (до 0,25 % С), среднеуглеродистые (0,25—0,6 % С) и высокоуглеродистые (более 0,6 % С). Легированные стали в зависимости от типа введенных в них легирующих элементов делят на хромистые, марганцовистые, хромоникелевые, хромованадиевые и т. д. Различают три группы легированных сталей, определяемых количеством введенных в них легирующих элементов: низколегированные (с суммарным содержанием легирующих элементов до 2,5 %), среднелегированные (от 2,5 до 10 %) и высоколегированные (свыше 10 %).

Стали по назначению подразделяют на конструкционные, инструментальные и стали специального назначения. Конструкционные стали предназначены для изготовления деталей машин, элементов конструкций и приборов.

Инструментальные стали используют для изготовления инструмента. К сталям специального назначения относят стали коррозионно-стойкие, износостойкие, жаропрочные, жаростойкие, автоматные, котельные и др.

По качеству стали подразделяют на стали обыкновенного качества, качественные, высококачественные и особовысококачественные. Основным показателем качества стали является содержание в ней вредных примесей (серы и фосфора). Стали обыкновенного качества содержат до 0,06 % S и 0,07 % P, качественные — до 0,035 % S и 0,035 % P, высококачественные — не более 0,025 % S и 0,025 % P, а особовысококачественные — не более 0,015 % S и 0,025 % P. Легированные стали являются высококачественными и особовысококачественными. По степени раскисления (степени удаления кислорода) стали разделяют на спокойные, полуспокойные и кипящие. По структуре стали бывают в отожженном и нормализованном состоянии.

Стали углеродистые обыкновенного качества. Эти наиболее широко распространенные стали поставляют в виде проката и в нормализованном состоянии применяют в машиностроении, строительстве и в других отраслях народного хозяйства. Углеродистые стали обыкновенного качества обозначают буквами Ст и цифрами от 0 до 6. Цифры — это условный номер марки. Чем больше число, тем больше содержание углерода, выше прочность и ниже пластичность.

В зависимости от назначения и гарантируемых свойств углеродистые стали обыкновенного качества поставляют трех групп: А, Б, В (табл. 23.1). Индексы, стоящие справа от номера марки, означают: кп — кипящие, пс — полуспокойная, сп — спокойная сталь. Между индексом и номером марки может стоять буква Г, что означает повышенное содержание марганца. В обозначениях марок слева от букв Ст указаны группы (Б и В) стали.

По требованиям к нормируемым показателям (химическому составу, механическим свойствам) стали обыкновенного качества подразделяют на категории. Категорию стали обозначают соответствующей цифрой правее индекса степени раскисления, например Ст5Гпс3 означает: сталь группы А, марки Ст5 с повышенным содержанием марганца полуспокойная третьей категории.

Химический состав сталей группы А не регламентируют, а гарантируют их механические свойства (табл. 23.2). Стали этой

23.1. Углеродистые стали обыкновенного качества

Группы	Гарантируемые свойства в состоянии поставки	Марки (с учетом степени раскисления)	Категории
А	Механические свойства	Ст0, Ст1кп, Ст1пс, Ст1сп, Ст2кп, Ст2пс, Ст2сп, Ст3кп, Ст3пс, Ст3сп, Ст3Гпс, Ст4кп, Ст4пс, Ст4сп, Ст5пс, Ст5сп, Ст5Гпс, Ст6пс, Ст6сп	1, 2, 3
Б	Химический состав	БСт0, БСт1кп, БСт1сп, БСт2кп, БСт2пс, БСт3кп, БСт3пс, БСт3сп, БСт3Гпс, БСт4кп, БСт4пс, БСт6пс, БСт6сп	1, 2
В	Механические свойства и химический состав	ВСт1кп, ВСт1пс, ВСт1сп, ВСт2кп, ВСт2пс, ВСт2сп, ВСт3кп, ВСт3пс, ВСт3сп, ВСт3Гпс, ВСт4кп, ВСт4пс, ВСт4сп, ВСт5сп, ВСт5сп	1, 2, 3, 4, 5, 6

23.2. Механические свойства углеродистой стали обыкновенного качества

Марка	Временное сопротивление $\sigma_в$, МПа	Относительное удлинение δ, %	Назначение
Ст0	310	20	Малонагруженные детали (шайбы, прокладки)
Ст1 Ст2	310—400 330—420	32 20	Малонагруженные детали (болты, шпильки, гайки)
Ст3 Ст4	370—470 410—520	24 22	Средненагруженные детали (рычаги, оси, кронштейны)
Ст5 Ст6	500—640 600	17 12	Средненагруженные детали (оси, валы)

группы применяют обычно для деталей, не подвергаемых в процессе изготовления горячей обработке (сварке, ковке и др.).

Поставку потребителям стали группы Б осуществляют по химическому составу и применяют для деталей, которые проходят в процессе изготовления термообработку и горячую обработку давлением (штамповку, ковку). Механические свойства стали группы Б не гарантируют.

Сталь группы В поставляют по механическим свойствам, соответствующим нормам для стали группы А, и по химическому составу, соответствующему нормам для стали группы Б. Сталь группы В используют в основном для сварных конструкций.

23.3. Механические свойства качественной конструкционной стали

Марка	Временное сопротивление $\sigma_в$, МПа	Относительное удлинение δ, %	Твердость НВ	Назначение
08	330	33	131	Малонагруженные детали (шестерни, звездочки, ролики, оси, подвергающиеся цементации)
10	340	31	143	
15	380	27	149	
20	420	25	163	
25	460	23	170	Средненагруженные детали (шестерни, валы, оси)
30	500	21	179	
35	540	20	207	
40	580	19	217	Средненагруженные детали (шатуны, валы, шестерни, пальцы)
45	610	16	229	
50	640	14	241	Высоконагруженные детали (шестерни, муфты, пружинные кольца, пружины)
55	660	13	255	
60	690	12	255	Пружины, рессоры, эксцентрики и другие детали, работающие в условиях трения
65	710	10	255	
70	730	9	269	
75	1100	7	285	
80	1100	6	285	
85	1150	6	302	
60Г	710	11	269	
70Г	800	8	285	

Стали углеродистые качественные конструкционные маркируют двузначными числами, которые обозначают содержание углерода в сотых долях процента, и поставляют с гарантированными показателями химического состава и механических свойств (табл. 23.3). По степени раскисления стали подразделяют на кипящую (кп), полуспокойную (пс), спокойную (без указания индекса). Буква Г в марках сталей указывает на повышенное содержание марганца (до 1 %). Сталь углеродистую качественную поставляют катаной, кованой, калиброванной, круглой с особой отделкой поверхности.

Углеродистые стали обладают следующими значениями критического коэффициента интенсивности напряжений, характеризующего трещиностойкость для: Ст3 $K_{1c}=22$ МПа $\sqrt{м}$; для стали 20 (после нормализации) $K_{1c}=100$ МПа $\sqrt{м}$; для стали 20 (после нормализации 1173 К и отпуска 873 К) $K_{1c}=153$ МПа $\sqrt{м}$; для стали 35 (после нормализации) $K_{1c}=92\ldots97$ МПа $\sqrt{м}$; для стали 45 (после нормализации) $K_{1c}=79\ldots98$ МПа $\sqrt{м}$; для стали 45 (после закалки 1133 К и отпуска 673 К) $K_{1c}=79$ МПа $\sqrt{м}$; для стали 45 (после закалки 1173 К и отпуска 803 К) $K_{1c}=98$ МПа $\sqrt{м}$; для стали 45 (после нормализации 1113 К) $K_{1c}=74$ МПа $\sqrt{м}$.

Сталь 22К, широко используемая при изготовлении энергетического оборудования ($\sigma_в=500\ldots530$ МПа; $\sigma_{0,2}=250\ldots330$ МПа; $\delta=24\ldots32$ %; $\psi=48\ldots60$ %), после нормализации имеет $K_{1c}=93\ldots102$ МПа.

Легированные стали. Марка легированной качественной стали состоит из сочетания букв и цифр, обозначающих ее химический состав. Легирующие элементы имеют следующие обозначения: хром (Х), никель (Н), марганец (Г), кремний (С), молибден (М), вольфрам (В), титан (Т), алюминий (Ю), ванадий (Ф), медь (Д), бор (Р), кобальт (К), ниобий (Б), цирконий (Ц). Цифра, стоящая после буквы, указывает на содержание легирующего элемента в процентах. Если цифра не указана, то легирующего элемента содержится до 1,5 %. В конструкционных качественных легированных сталях две первые цифры марки показывают содержание углерода в сотых долях процента. Кроме того, высококачественные легированные стали имеют в конце марки букву А, а особо высококачественные — букву Ш. Например, сталь 30ХГСН2А: высококачественная легированная сталь содержит 0,30 % углерода, до 1 %

хрома, марганца, кремния и до 2 % никеля; сталь 95Х18Ш: особовысококачественная, выплавленная методом электрошлакового переплава с вакуумированием, содержит 0,9—1,0 % углерода, 17—19 % хрома, 0,030 % фосфора и 0,015 % серы.

Легированные конструкционные стали делят на цементуемые, улучшаемые и высокопрочные.

Цементуемые легированные стали — это низкоуглеродистые (до 0,25 % С), низко- (до 2,5 %) и среднелегированные (2,5—10 % суммарное содержание легирующих элементов) стали. Эти стали (табл. 23.4) предназначены для изготовления деталей машин и приборов, работающих в условиях трения и испытывающих ударные и переменные нагрузки. Работоспособность таких деталей

23.4. Цементуемые и азотируемые легированные стали

Марка	Временное сопротивление $\sigma_в$, МПа (не менее)	Относительное удлинение δ, % (не менее)	Ударная вязкость KC, МДж/м²	Назначение
Цементуемые стали				
15ХА	700	12	0,7	Небольшие детали, работающие в условиях трения при средних давлениях и скоростях
18ХГ 25ХГМ	900 1200	10 10	— 0,8	Ответственные детали, работающие при больших скоростях, высоких давлениях и ударных нагрузках
20ХН 20Х2Н4А	800 1150	14 10	0,8 0,9	Крупные ответственные тяжелонагруженные детали
18Х2Н4МА	1150	12	1,0	Крупные особо ответственные тяжелонагруженные детали, работающие при больших скоростях с наличием вибрационных и динамических нагрузок
Азотируемая сталь перлитного класса				
38ХМЮА	800 1000	19 15	1,0 0,9	Высоконагруженные детали двигателей внутреннего сгорания. Термическая обработка: закалка с 840 °С в масле и отпуск при 650 °С обеспечивает уровень свойств, указанный в числителе; закалка при 930—950 °С в масле или воде и отпуск при 600—700 °С (в знаменателе)

23.5. Улучшаемые легированные стали

Марка	Временное сопротивление $\sigma_в$, МПа (не менее)	Относительное удлинение δ, % (не менее)	Ударная вязкость KC, МДж/м²	Назначение
40ХС 40ХФА	1250 900	12 10	0,35 0,9	Небольшие детали, работающие в условиях повышенных напряжений и знакопеременных нагрузок
30ХГСА	1100	10	0,5	Детали, работающие в условиях трения; ответственные сварные конструкции, работающие при знакопеременных нагрузках и температуре до 200 °С
40ХН2МА	1100	12	0,8	Крупные особо ответственные тяжелонагруженные детали сложной формы

зависит от свойств сердцевины и поверхностного слоя металла. Цементуемые стали насыщают с поверхности углеродом (цементируют) и подвергают термической обработке (закалке и отпуску). Такая обработка обеспечивает высокую поверхностную твердость (HRC, 58—63) и сохраняет требуемую вязкость и заданную прочность сердцевины металла.

Улучшаемые легированные стали — это среднеуглеродистые (0,25—0,6 % С) и низколегированные стали. Для обеспечения необходимых свойств (прочности, пластичности, вязкости) эти стали (табл. 23.5) термически улучшают, подвергая закалке и высокому отпуску (500—600 °С).

Высокопрочные легированные стали используют при создании тяжелонагруженных элементов конструкции. К таким сталям относятся комплексно-легированные и мартенситно-стареющие стали (табл. 23.6).

Комплексно-легированные стали — это среднеуглеродистые (0,25—0,6 % С) легированные стали, термоупрочняемые при низком отпуске или подвергающиеся термомеханической обработке. В зависимости от вида термической обработки вязкость разрушения этих сталей K_{1c} находится в пределах 60—110 МПа $\sqrt{м}$.

Мартенситностареющие стали — это высокопрочные легированные стали на основе безуглеродистых (не более 0,03 % С) сплавов железа с никелем, кобальтом, молибденом, титаном, хромом и другими элементами. Мартенситностареющие стали закаливают на воздухе от 800—860 °С с последующим старением при 450—500 °С. Вязкость разрушения K_{1c}, например, стали Н18К9М5Т составляет 79 МПа $\sqrt{м}$, что в 1,5—2 раза выше углеродистой стали эквивалентной прочности.

Графитизированную сталь (высокоуглеродистую, содержащую 1,5—2 %С и до 2 % С) используют для изготовления поршневых колец, поршней, коленчатых валов и других фасонных отливок, работающих в условиях трения. Графитизированная сталь содержит в структуре ферритоцементную смесь и графит. Количество графита может значительно меняться в зависимости от режима термической обработки и содержания углерода. Графитизированная сталь после закалки сочетает свойства закаленной стали и серого чугуна. Графит в такой стали играет роль смазочного материала.

Высокомарганцовистую сталь Г13Л, содержащую 1,2 % С и 13 % Mn, применяют для изготовления железнодорожных крестовин, звеньев гусениц и т. п. Эта сталь обладает максимальной износостойкостью, когда имеет однофазную структуру аустенита, что обеспечивается закалкой (1000—1100 °С) при охлаждении на воздухе. Закаленная сталь имеет низкую твердость (НВ 200), после сильного наклепа ее твердость повышается до НВ 600.

Жаростойкие и жаропрочные стали применяют в конструкциях двигателей внутреннего сгорания, паровых и газовых турбин, металлургического оборудования и т. п., длительно работающих при нагрузках и повышенных температурах (500—800 °С).

Из коррозионно-стойких сталей изготовляют элементы химической аппаратуры, детали компрессоров, гидротурбин, валы, болты, шестерни, пружины и т. п. (табл. 23.7).

Износостойкие стали. Для изготовления деталей машин, работающих в условиях трения, применяют специальные износостойкие стали (шарикоподшипниковые, графитизированные и высокомарганцовые).

23.6. Высокопрочные легированные стали

Марка	Временное сопротивление $\sigma_в$, МПа	Относительное удлинение, δ, %	Ударная вязкость KC, МДж/м²	Назначение
	не менее			
Комплексно-легированные стали				
30ХГСН2А	1850	13	0,55	Особо ответственные тяжелонагруженные детали (детали шасси и фюзеляжа в авиастроении), работающие в условиях резко меняющихся нагрузок
40ХГСН3ВА	2000	11	0,45	
Мартенситно-стареющие стали				
Н12К15М10	2500	6	0,3	Особо ответственные тяжелонагруженные детали
Н18К9М5Т	2100	8	0,5	

23.7. Коррозионно-стойкие, жаростойкие и жаропрочные стали

Марка	Рабочая температура, °С, не более	Назначение
Коррозионно-стойкие		
12Х13 20Х13	450	Лопатки гидротурбин, компрессоров, клапанов и арматура для химической промышленности, предметы домашнего обихода
30Х13	450	Валы, болты, шестерни, пружины, работающие в условиях коррозионной среды и больших напряжений
40Х13	—	Шарикоподшипники, пружины, режущий и бытовой инструмент
04Х18Н10 12Х18Н10Т	600	Конструкции и детали, изготовляемые сваркой и штамповкой в машиностроении и химической промышленности
Жаростойкие		
40Х9С2	850	Клапаны двигателей внутреннего сгорания
08Х17Т	900	Детали, работающие в среде топочных газов с повышенным содержанием серы
36Х18Н25С2	1100	Сопловые аппараты и жаровые трубы газотурбинных установок
Жаропрочные		
45Х14Н14В2М	800—900	Клапаны двигателей внутреннего сгорания большой мощности
08Х16Н13М2Б	600—700	Лопатки стационарных газовых турбин

Шарикоподшипниковые стали (ШХ6, ШХ9, ШХ15) применяют для изготовления шариков и роликов подшипников. По химическому составу и структуре эти стали относятся к классу инструментальных. Они содержат около 1 % С и 0,6–1,5 % Cr. Для деталей диаметром до 10 мм применяют сталь ШХ6 (1,05–1,15 % С и 0,4–0,70 Cr), а для деталей диаметром более 18 мм — сталь ШХ15 (0,95–1,05 % С и 1,3–1,65 % Cr). Термическая обработка шарикоподшипниковых сталей с небольшим содержанием хрома заключается в закалке и низком отпуске (до 200 °С), в результате чего обеспечивается твердость HRC 60–66.

При выборе легированных сталей следует иметь в виду, что их характеристики трещиностойкости в зависимости от химического состава, способа выплавки, вида полуфабриката, режима термообработки, размеров, температуры испытания, могут изменяться в широких пределах.

Для стали 40Х (после закалки при 1133 К и отпуска при 793 и 873 К) K_{1c} = 111 и 114 МПа $\sqrt{м}$ соответственно; после закалки при 1473 К и отпуска при 793 и 873 К K_{1c} = = 83 и 94 МПа $\sqrt{м}$ соответственно. Для стали 40ХН после закалки при 1093 К и отпуска при 873 и 773 К K_{1c} = 77 и 145 МПа $\sqrt{м}$ соответственно. Для сталей типа 40ХНМ в зависимости от способа выплавки и температуры отпуска K_{1c} = 38 . . . 79 МПа $\sqrt{м}$. Высокопрочная легированная сталь 30ХГС2А после закалки при 1173 К и отпуска при 723, 823 и 923 К имеет K_{1c} = 84, 62 и 111 МПа $\sqrt{м}$ соответственно. Для мартенситностареющих сталей K_{1c} = 85 . . . 100 МПа $\sqrt{м}$. Коррозионно-стойкая сталь 20Х13 после отжига имеет K_{1c} = 42 МПа $\sqrt{м}$, а после закалки K_{1c} = 32 МПа $\sqrt{м}$. Трещиностойкость стали ШХ15 в зависимости от режима термической обработки характеризуется значениями K_{1c} = 14 . . . 23 МПа $\sqrt{м}$.

Более полные данные по характеристикам трещиностойкости сталей различных классов изложены в [17]. Знание характеристик трещиностойкости (критических коэффициентов интенсивности напряжений необходимо при выборе конструкционных материалов, обосновании их замены, назначении технологических режимов обработки, повышающих сопротивление разрушению, при установлении причин разрушения, проведении расчетов на прочность элементов конструкций при наличии в них трещиноподобных дефектов, а также при количественной оценке пределов допустимости последних и назна-

чений рациональных методов обнаружения и контроля трещин.

Чугуны — сплавы на основе железа, содержащие более 2 % углерода, а также кремний (0,3—5 %), марганец (до 1 %), серу (до 0,12 %), фосфор (до 0,02 %), иногда — легирующие элементы (алюминий, хром, никель и др.). Чугун — самый дешевый металлический материал для деталей машин, обладает хорошими литейными и антифрикционными свойствами, износостойкостью, способностью гасить вибрации, а легированный чугун — жаростойкостью и коррозионной стойкостью.

Для деталей машин наиболее широко применяют серый чугун, в котором углерод находится в форме пластинчатого графита (табл. 23.8).

Серый чугун имеет малую ударную вязкость и малое относительное удлинение ($\delta < 0{,}3$ %). Из этого чугуна изготовляют литые детали (корпуса, цилиндры, тормозные барабаны и т. п.).

Более высокими свойствами обладает ковкий чугун, содержащий графитовые включения хлопьевидной формы. Он имеет $\sigma_в = 350 \ldots 450$ МПа, $\sigma_{-1} = 150 \ldots 180$ МПа, КС $= 0{,}15 \ldots 0{,}2$ МДж/м^2, $\delta = 7 \ldots 12$ и НВ 100—207. Ковкий чугун применяют для изготовления корпусов, картеров, ступиц, муфт и т. п.

Для сильно нагруженных деталей (траверсы прессов, зубчатые колеса, поршни) используют высокопрочный чугун, получаемый введением в жидкий металл модификатора (магния, хрома и других элементов), в присутствии которого образуется шаровидный графит. Он по пластичности уступает ковкому чугуну, но дешевле, постепенно вытесняет серый чугун (табл. 23.9).

Из легированных чугунов известны: *силал* (до 6 % кремния) выдерживающий нагревание до 900 °С и предназначенный для изготовления элементов конструкций печей, колосников и т. п., и *чугаль* (19—25 % алюминия), устойчивый при температуре окружающего воздуха до 1150 °С, в парах серы — до 1000 °С. Его применяют для изготовления печной арматуры, деталей камер сгорания газотурбинных установок.

В связи с наличием в чугунах структурных неоднородностей (включений графита, несплошностей, пор, раковин и т. п.), играющих роль исходных дефектов, весьма важной является оценка конструкционной прочности по критериям сопротивления разрушению.

В зависимости от химического состава, показателя степени сфероидизации графита, размера и количества графитовых включений, среднего расстояния между включениями, а также от содержания перлита, толщины, испытываемых образцов и предела текучести трещиностойкость чугунов с шаровидным графитом при различных видах нагружения может изменяться в довольно широких пределах. У высокопрочных чугунов значения K_{1c} составляют 40—65 МПа $\sqrt{\text{м}}$ при 293 К.

К сталям и сплавам с особыми свойствами относятся немагнитная сталь Н25, применяемая в электромашиностроении. Сталь содержит 25 % никеля и приобретает аустенитную структуру после закалки в масле при 920—940 °С, хорошо обрабатывается и сопротивляется коррозии;

23.8. Свойства серого чугуна

Показатель	СЧ15	СЧ18	СЧ20	СЧ25	СЧ30	СЧ35	СЧ40	СЧ45
$\sigma_в$, МПа	150	180	200	250	300	350	400	450
$\sigma_и$, МПа	320	360	400	440	480	520	560	600
σ, МПа	600	750	800	900	1000	1100	1200	1300
τ, МПа	210	240	260	280	310	320	340	360
σ_{-1}, МПа	80	100	100	120	140	140	150	150
НВ	163—289	170—229	170—241	180—250	180—255	187—269	207—280	229—289

23.9. Свойства высокопрочного чугуна

Показатель	ВЧ 45—5	ВЧ 50—2	ВЧ 60—2	ВЧ 70—2	ВЧ 80—2	ВЧ 100—2
$\sigma_в$, МПа	441	490	588	686	784	981
$\sigma_{0,2}$, МПа	333	348	393	441	490	689
КС, МДж/м^2	0,3	0,2	0,2	0,3	0,2	0,3
δ, %	2	2	2	2	2	2
НВ	160—220	180—260	200—280	229—300	250—330	270—360

сталь Н9Г9; содержит 8,0—9,5 % никеля, 8,0—10 % марганца; более дешева, но плохо обрабатывается резанием. В качестве заменителя сплавов меди в электромашиностроении применяют немагнитный чугун со структурой, состоящей из аустенита и графита (для деталей электромагнитов, магнитных сепараторов и т. п., у которых должна быть очень низкая магнитная проницаемость).

В сердечниках трансформаторов, электродвигателей, генераторов наиболее распространены магнитомягкие сплавы, обладающие малой коэрцитивной силой и очень высокой магнитной проницаемостью. Наибольшее распространение получили низкоуглеродистые стали марки Э, ЭА, ЭАА с содержанием кремния до 0,04 %. Эти стали имеют следующие механические свойства: $\sigma_в = 270$ МПа, $\sigma_{0,2} = 120$ МПа, $\delta = 26$ %, $\psi = 60$ %.

23.3. МЕДЬ И СПЛАВЫ НА ЕЕ ОСНОВЕ

Медь — химический элемент I группы периодической системы элементов. Плотность меди 8,94 г/см^3, температура плавления 1083 °С, предел прочности на растяжение (после отжига) 240 МПа, относительное удлинение 50—60 %.

Медь применяют для электропроводов и сплавов высокой чистоты, соединительных трубок, уплотнительных прокладок, маслопроводов, шайб. Из сплавов на основе меди в деталях, узлах и элементах машиностроительных конструкций чаще всего применяют латуни (сплавы меди с цинком, алюминием, железом, марганцем) и бронзы (сплавы меди с оловом и другими элементами, например с железом, фосфором, цинком, хромом, кремнием, бериллием и др.). Большинство легирующих элементов увеличивают прочность латуней, но уменьшают пластичность.

Латуни. В системе сплавов Cu—Zn чаще всего применяют латуни, содержащие до 45 % Zn. Растворимость цинка в меди при температуре 20 °С (α-фаза) составляет 39 %. При содержании цинка более 30 % в равновесии находятся фазы α и β'; β' — фаза, имеющая состав CuZn. При увеличении содержания цинка в сплавах Cu—Zn их прочность и пластичность возрастают. Максимальная прочность латуни наблюдается при 30 % Zn. При переходе в двухфазную область ($\alpha + \beta$) пластичность латуни резко уменьшается. Увеличение концентрации цинка уменьшает сопротивление латуни коррозионному растрескиванию под напряжением. Для устранения склонности к коррозионному растрескиванию применяют отжиг. Большинство латуней отличаются достаточно высокой стойкостью в морской воде.

Латуни подразделяют на деформируемые и литейные. Латуни маркируют буквой Л, рядом с которой указывают содержание меди и других элементов, например Л96 (томпак) с 96 % Cu; Л80 (полутомпак) с 80 % Cu, Л62 (62 % Cu); ЛМц58—2 (58 % Cu, 2 % Mn), ЛЖМц59-1-1 (59 % Cu, 0,9 % Fe, 0,7 % Mn). Двухфазная ($\alpha + \beta$) латунь ЛС 59-1 содержит 59 % Cu и для улучшения обрабатываемости резанием 1—2 % Pb. Эта латунь хорошо сваривается, однако она растрескивается в нагартованном состоянии. Данный сплав рекомендуется при-

23.10. Типичные латуни, их свойства и применение [13]

Марка	$\sigma_в$, МПа	δ, %	Область применения
		Деформируемые латуни	
Л96	240/450	50/2	Для трубопроводов и радиаторных трубок
Л80	320/640	52/3	Для сеток фильтров, сильфонов
ЛС59—1	400/650	45/50	Для труб, винтов, штифтов, шпилек, корпусов кранов, тройников, втулок
ЛЖМц59—1—1	450/700	50/7	Для колец, втулок и других деталей, работающих на трение
		Литейные латуни	
ЛАЖ3Мц3 66—6—3—2	600/630	7/7	Для гаек нажимных винтов, работающих в тяжелых условиях, червячных винтов
ЛМцЖ52—4—1	—/500	—/15	Для малонагруженных деталей типа подшипников и арматуры
ЛАЖ60—1—1Л	—/420	—/18	Для шестерен и втулок

Примечание. В числителе указаны свойства деформируемых латуней после отжига; в знаменателе — после нагартовки при степени деформации 50 %. Кроме того, в числителе указаны свойства латуней, полученных при литье в песчаные формы, в знаменателе — при литье в кокиль.

23.11. Типичные бронзы, их свойства и применение [13]

Марка	$\sigma_в$, МПа	δ, %	Область применения
БрОФ6 6,5—0,15	400/750	65/10	Для деталей узлов трения, пружин, мембран
БрАЖМц10—3—1,5	—/600	12	Для деталей типа втулок и фланцев
БрАЖН10—4—4	600/800	15	Для различных направляющих, седел клапанов, маслоуплотнительных колец, шаровых опор
БрБ2	500/950	45/1—2	Для пружин и мембран измерительных и регулирующих устройств, рычагов, подшипников и других деталей, работающих в условиях изнашивания
БрОЦСН3—7—5—1	180/210	8/5	Для различной арматуры, в том числе используемой и морской и пресной воде
БрАЖ9—4Л	550	10	Для различного фасонного литья
БрАЖН10—4—4Л	650	5	То же
БрС30	60—80	4—6	Для заливки стальных вкладышей подшипников, для втулок и др.

Примечание. В числителе — свойства бронзы после штатной термической обработки, а в знаменателе — после наклепа или отливки в кокиль.

менять для деталей, получаемых горячей штамповкой или обработкой резанием. Типичные марки латуней, их характеристики и область применения приведены в табл. 23.10.

Бронзы. В маркировке бронз возможны следующие буквенные обозначения: Бр — общее название; О — наличие олова, А — алюминия, Ф — фосфора, Б — бериллия, Х — хрома, Ж — железа, К — кремния, С — свинца.

Растворимость олова в α-фазе при комнатной температуре очень мала ($<0{,}01$ %); она увеличивается до 16 % при 520 °С. В системе Cu—Sn наблюдаются электронные соединения: β-фаза (Cu_3Sn), δ-фаза ($Cu_{31}Sn_8$), ε-фаза, а также γ-твердый раствор.

Максимальный предел прочности сплав Cu—Sn приобретает при 25 % Sn, т. е. для сплава с двухфазной структурой ($\alpha+\varepsilon$). Введение фосфора в бронзу позволяет удалить кислород, улучшить литейные свойства, уменьшить хрупкость. Кремний, заменяя олово, способствует повышению механических свойств, удешевлению бронзы. Марганец увеличивает коррозионную стойкость бронз. Бериллий способствует увеличению прочности, выносливости; он повышает также упругие и антифрикционные свойства бронзы.

Бронзы делят на две группы: деформируемые и литейные. В табл. 23.11 приведены примеры двух групп типичных бронз, их свойства и область применения.

23.4. АЛЮМИНИЙ И ЕГО СПЛАВЫ

Алюминий — химический элемент III группы Периодической системы элементов, плотность алюминия 2,7 г/см^3, температура плавления 660 °С, имеет кубическую кристаллическую решетку. Алюминий — химически активный металл, быстро покрывающийся на воздухе прочной оксидной пленкой, что защищает его от дальнейшего окисления. Поэтому алюминий можно использовать в коррозионных средах, не растворяющих защитную оксидную пленку.

Чистый алюминий широко применяют в приборостроении, кабельной промышленности и машиностроении. Из-за низкого сечения поглощения тепловых нейтронов, малой чувствительности структуры и механических свойств к радиационному охрупчиванию, коррозионной стойкости алюминий применяют как конструкционный материал в некоторых типах ядерных реакторов, для изготовления защитных оболочек тепловыделяющих элементов и трубопроводов.

Алюминий служит основой для создания многих промышленно важных сплавов, при этом в качестве легирующих элементов используют Cu, Mg, Zn, Ni, Si и др. По технологии производства алюминиевые сплавы подразделяют на деформируемые и литейные. Деформируемые сплавы в свою очередь делят на две группы: сплавы, не упрочняемые термической обработкой, и деформируемые сплавы, упрочняемые термической обработкой. Третью группу образуют литейные сплавы. Литейные сплавы можно подвергать термической обработке, однако степень упрочнения у них тем меньше, чем больше эвтектики в их структуре.

Маркировка алюминиевых сплавов: Д обозначает сплав типа дуралюмин; А (в начале марки) — технический алюминий; АК

алюминиевый ковочный сплав; М — мягкий (отожженный); Т — термически обработанный (закалка и естественное старение, например, Д16Т); Т1 — начало закалки и искусственного старения; Т2 — отжиг; Т4 — закалка; Т5 — закалка и частичное старение; Т6 — закалка и полное старение до максимальной твердости; Т7 — закалка и стабилизирующий отжиг; Т8 — закалка и смягчающий отпуск; Н — нагартованный (например, Д16ТН); П — полунагартованный (например, Д3П); В — повышенное качество выкатки закаленных и состаренных листов; Л — литейный сплав (например, АЛ2) [13, 34].

Деформируемые сплавы, не упрочняемые термической обработкой. К этой группе относят сплавы алюминия с марганцем АМц, АМг (Мц — условное обозначение марганца, Мг — обозначение магния).

АМц — в состав сплава входит 1,0—1,6 % Mn, что способствует повышению антикоррозионных свойств сплава; механические свойства: $\sigma_в = 110$ МПа, $\delta = 40$ %. Сплав можно упрочнять холодным пластическим деформированием. В этом случае сплав приобретает свойства: $\sigma_в = 220$ МПа, $\delta = 10$ %.

АМг2 — в состав сплава входит 1,2—2,9 % Mg, что способствует увеличению прочности сплава; механические свойства после отжига: $\sigma_в = 200$ МПа, $\delta = 23$ %, а после нагартовки $\sigma_в = 270$ МПа.

Оба алюминиевых сплава хорошо свариваются и отличаются высокой стойкостью к вибрациям. Эти сплавы рекомендуется применять для изготовления различных емкостей и заклепок.

АМг6 — сплав содержит 6,3 % Mg, 0,6 % Mn, 0,06 % Ti. После термической обработки, состоящей из отжига (310—335 °С), охлаждения на воздухе, сплав приобретает следующие свойства: при 20 °С $\sigma_в = 330$ МПа, $\delta = 24$ %; при температуре жидкого азота —196 °С $\sigma_в = 460$ МПа, $\delta = 35$ %, а $K_{1c} = 32 \ldots 38$ МПа $\sqrt{м}$. Сплав АМг6 применяют для изготовления сложных герметичных конструкций, работающих при температурах от —196 до 250 °С.

Деформируемые сплавы, упрочняемые термической обработкой. Эта группа сплавов обладает широким диапазоном механических свойств. Основную группу этих сплавов представляют дуралюмины — сплавы алюминия с Cu, Mg, Mn, Si. Дуралюмины упрочняют термической обработкой, состоящей из закалки и естественного или искусственного старения.

Для защиты дуралюмина от коррозии его подвергают плакированию. Плакирование осуществляют прокаткой заготовки из дуралюмина, покрытой листом чистого алюминия, при 450 °С. Защитная оксидная пленка Al_2O_3, образующаяся на алюминии, повышает коррозионную стойкость материала. Толщина плакированного слоя составляет 3—6 % толщины дуралюминовой заготовки.

Дуралюмин средней прочности Д16 — в него входит 3,8—4,5 % Cu, 0,3—0,4 % Mn, 1,2—1,8 % Mg, менее 0,5 % Si, менее 0,5 % Fe. Марганец повышает антикоррозионные свойства дуралюмина. Основными упрочняющими фазами являются $CuAl_2$ (θ-фаза), $CuMgAl_2$ (*S*-фаза). Все компоненты сплава имеют переменную растворимость в алюминии, в связи с чем дуралюмин можно подвергать упрочняющей термической обработке (табл. 23.12), при которой происходят фазовые превращения без полиморфного превращения.

Заготовки из дуралюмина сваривают контактной сваркой. Эти сплавы широко применяют при изготовлении лонжеронов, нервюр, шпангоутов, стрингеров, обшивки и заклепок.

Для сокращения времени термической обработки сплава Д16, а также в том случае, когда он предназначен для работы при повышенных температурах, его подвергают после закалки искусственному старению при 190 °С в течение 6—8 ч. После искусственного старения сплав Д16 подвержен интеркристаллитной коррозии, поэтому применение искусственного старения ограничено.

В зависимости от вида полуфабриката (полоса, плита, профиль, поковка и т. п.), режима термической обработки размеров предел прочности $\sigma_в$ сплава Д16 изменяется в диапазоне от 410 до 550 МПа, $\sigma_{0,2}$ от 340 до 430 МПА, а K_{1c} от 20 до 56 МПа $\sqrt{м}$ [17].

Алюминиевый сплав В96 высокой прочности принадлежит системе Al—Cu—Mg—Zn, в него входит 2,7 % Cu, 8 % Zn, 2,8 % Mg, 0,3 % Mn, 0,15 % Cr. Медь, магний и цинк являются основными элементами-упрочните-

23.12 Свойства дуралюмина Д16 после термической обработки

Состояние	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ, %	ψ, %	НВ
После отжига	220	110	18	55	500
После закалки и старения	470	350	17	30	1050

лями, поскольку они образуют участвующие при старении фазы состава Al_2CuMg (*S*-фаза), $MgZn_2$ и Al_3MgZn_3 (T-фаза). Для повышении коррозионной стойкости в сплав введены Mn и Cr.

Термическая обработка состоит из закалки (при 360 °С) в воде и искусственного старения (при 140 °С в течение 16 ч). Сплав обычно приобретает следующие механические свойства: $\sigma_в = 680$ МПа, $\sigma_{0,2} = 640$ МПа, $\delta = 7$ %, которые могут изменяться в достаточно широких пределах в зависимости от вида полуфабрикатов, режима термообработки, размеров и температуры испытаний.

При этом K_{1c} находится в пределах 20—43 МПа $\sqrt{м}$. Сплав В96 выпускают в виде профилей, листов, плит, полос и поковок и применяют для тяжелонагруженных деталей [17].

Жаропрочный сплав Д20, в него входит 6,5 % Cu, 0,7 % Mn, 0,15 % Ti. Медь и марганец в сплав вводят с целью увеличения его жаропрочности.

После закалки и искусственного старения сплав при 20 °С имеет следующие механические свойства: $\sigma_в = 390$ МПа, $\sigma_{0,2} = 260$ МПа, $\delta = 20$ %; $K_{1c} = 43$ МПа $\sqrt{м}$. Сплав применяют для изготовления деталей лопаточных машин, работающих при 250—300 °С, а также для различных сварных емкостей.

Жаропрочный сплав ВАД23, в него входит: 5,5 % Cu, 1,2 % Li, 0,15 % Cd, 0,6 % Mn. Характерной особенностью этого сплава является наличие в его составе лития, способствующего упрочнению сплава после термической обработки (закалка при 520 °С, искусственное старение при 170 °С). Упрочняющими являются следующие фазы: $CuAl_2$ (θ-фаза), $Al_{7,5}Cu_4Li$ (T-фаза), Al_2CuLi (T_1-фаза). Механические свойства: $\sigma_в = 550 \ldots 560$ МПа; $\sigma_{0,2} = 490 \ldots 520$ МПа, $\delta = 4$ %, $\sigma_{сж} = 560 \ldots 580$ МПа.

По сравнению с другими деформируемыми алюминиевыми сплавами сплав ВАД23 при 150—170 °С обладает наиболее высокой жаропрочностью. Например, при 150 °С $\sigma_{1000} = 290$ МПа, а при 200 °С $\sigma_{1000} = 140$ МПа. Применяют сплав для изготовления тяжелонагруженных деталей, работающих при нагреве в условиях сжатия.

Обрабатываемые давлением *жаропрочные сплавы* АК4, АК4-1, АК6, АК8 отличаются повышенной пластичностью при температурах ковки и штамповки от 380 до 450 °С.

Термическая обработка сплава АК4: закалка при 515 °С в воде, старение при 170 °С в течение 16 ч; сплава АК4-1: закалка при 530 °С, старение при 170 °С в течение 16 ч; сплава АК8: закалка при 500 °С, старение при 160 °С в течение 4—12 ч.

23.13. Механические свойства жаропрочных алюминиевых сплавов, обрабатываемых давлением

Марка	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ, %	Пластичность в горячем состоянии
АК4	360—380	—	3—8	Пониженная
АК4-1	380—400	—	4—5	Удовлетворительная
АК6	420	300	13	Высокая
АК8	480	380	10	Удовлетворительная

Указанные сплавы применяют для изготовления штампованных и кованых деталей сложной формы.

В табл. 23.13 приведены типичные механические свойства сплавов этой группы при 20 °С.

В зависимости от вида полуфабриката, режима термообработки, величины зерна сплав АК4-1 имеет характеристику трещиностойкости $K_{1c} = 19 \ldots 23$ МПа $\sqrt{м}$, для сплава АК6 $K_{1c} = 37 \ldots 40$ МПа $\sqrt{м}$, АК8 $K_{1c} = 31 \ldots 34$ МПа $\sqrt{м}$.

Жаропрочные сплавы типа АК применяют для изготовления деталей различных машин, в том числе двигателей внутреннего сгорания (лопатки, крыльчатки, диски компрессора, поршни и др.), работающих при 350 °С.

Литейные алюминиевые сплавы применяют для изготовления изделий сложной формы и высокой герметичности, которые трудно изготовить механической обработкой. Эти сплавы жидкотекучи, легко заполняют литейную форму, имеют малую усадку.

Литейные алюминиевые сплавы маркируются АЛ. Наиболее распространен *силумин АЛ2* (10—13 % Si).

Силумин АЛ2 ($\sigma_в = 180$ МПа, $\delta = 8$ %) хорошо сваривается. Его применяют для изготовления мелких деталей сложной формы и средней нагруженности (барабаны авиационных колес, корпусные детали, колодки, рычаги).

Силумин АЛ4 (9 % Si, 0,22 % Mg, 0,3 % Mn) отличается высокими литейными и механическими свойствами. После термической обработки (закалка при 535 °С, старение при 175 °С в течение 15 ч) $\sigma_в = 260$ МПа, $\delta_{0,2} = 200$ МПа, $\delta = 4$ %.

Сплав отличается высокой коррозионной стойкостью, свариваемостью и удовлетворительной обрабатываемостью резанием. Его

применяют для изготовления корпусов компрессоров, картеров, блоков, корпусов вспомогательных агрегатов, деталей нагнетателей, патрубков и др.

Сплав АЛ9 (7 % Si, 0,3 % Mg) после закалки (при 540 °С) приобретает следующие механические свойства: $\sigma_в = 200$ МПа, $\delta = 6$ %. Сплав применяют для изготовления отливок сложной конфигурации и средней нагруженности (кронштейны, рычаги, башмаки и т. п.).

Силумины обычно могут работать при температурах не выше 100—150 °С. Для более высоких температур (до 300 °С) применяют легированные медью и никелем жаропрочные силумины АЛ1 ($\sigma_в$/260 МПа, $\delta = 0{,}5$ %) и АЛ21 ($\sigma_в = 240$ МПа, $\delta = 1{,}0$ %).

Жаропрочные силумины применяют для изготовления различных деталей двигателей внутреннего сгорания, работающих при температуре 250—350 °С.

Выше приведены наиболее известные и распространенные марки алюминиевых сплавов. Систематизированные сведения о промышленных алюминиевых сплавах, применяемых не только в авиационных и ракетно-космических конструкциях, но и перспективных для использования в речных и морских судах автомобилях, цистернах, железнодорожных вагонах, мостах, изделиях легкой промышленности, строительных конструкциях и бытовых приборах, можно найти также в справочнике*.

23.5. СПЛАВЫ НА ОСНОВЕ МАГНИЯ

Плотность магния 1,74 г/см³, температура плавления 650 °С. Кристаллическая решетка гексагональная (Г12). Механические свойства магния невысоки ($\sigma_в = 115$ МПа, $\sigma_{0,2} = 25$ МПа, $\delta = 8$ %, $E = 48\,000$ МПа), что ограничивает применение его в качестве конструкционного материала; он хорошо сваривается и обрабатывается резанием.

Существует две группы магниевых сплавов: деформируемые и литейные.

Некоторые магниевые сплавы могут быть упрочнены термической обработкой (закалка, искусственное старение). В случае самозакаливающихся сплавов их подвергают только старению. Старение осуществляют при 300—315 °С для литых сплавов и при 175—200 °С для деформируемых. Закалку в зависимости от состава сплава осуществляют при изменении температуры от 380 до 540 °С с последующим старением при 150—200 °С.

В табл. 23.14 приведены марки наиболее распространенных сплавов на основе магния, их свойства и области применения.

Характеристики трещиностойкости магниевых сплавов имеют следующие значения. Например, у магниевого сплава МА1-2 (2,9 Nd; 0,44 Zr, остальное Mg) после отжига при 350 °С в течение 1 ч и охлаждения на воздухе $K_{th} = 1{,}8$ МПа $\sqrt{м}$, $K_{1c} = 13$ МПа $\sqrt{м}$ и $K_{1c} = 15$ МПа $\sqrt{м}$; при этом $\sigma_в = 210$ МПа, $\sigma_{0,2} = 130$ МПа и $\delta = 18{,}5$ %.

Магниевый сплав МА1-2 после термической обработки, включающей нагрев до 535 °С, закалку и старение при 200 °С в течение 16 ч, приобретает более высокие механические свойства: $\sigma_в = 265$ МПа; $\sigma_{0,2} = 190$ МПа; $\delta = 8{,}7$ %; $K_{th} = 22$ МПа $\sqrt{м}$, $K_{1c} = 19$ МПа $\sqrt{м}$, $K_{1c} =$ = МПа $\sqrt{м}$.

Магниевый сплав МА2-1 (4,5 % Al; 0,89 % Zn; 0,39 % Mn; примеси: 0,002 % Cu; 0,0008 % Ni; 0,0035 % Si; 0,027 % Fe; остальное Mg), прошедший отжиг при 250 °С в течение 1 ч имеет $\sigma_в = 280$ МПа, $\sigma_{0,2} =$ = 170 МПа, $\delta = 12$ %; $K_{th} = 2{,}1$ МПа $\sqrt{м}$, $K_{1c} = 22$ МПа $\sqrt{м}$.

Магниевый сплав МА1-5 (3,15 % Zn; 1,88 % Cd; 0,83 % La; остальное Mg) после отжига при 265 °С в течение 1 ч имеет $\sigma_в = 270$ МПа, $\sigma_{0,2} = 245$ МПа, $\delta = 11$ %; $K_{th} = 2{,}1$ МПа $\sqrt{м}$; $K_{1c} = 17$ МПа $\sqrt{м}$; горячепрессованный магниевый сплав ИМВ6 (0,12 % Al; 0,55 % Mn; 0,49 % Cd; 7,8 % Y; 0,11 % Ce; остальное Mg) без термообработки имеет $\sigma_в = 280$ МПа, $\sigma_{0,2} = 240$ МПа, $\delta =$ = 16 %, $K_{th} = 2{,}2$ МПа $\sqrt{м}$, $K_{1c} = 17{,}5$ МПа $\sqrt{м}$.

Магниевый сплав МА2-1 (5,49 % Al; 1,0 % Zn; 8,6 % Li; 4,7 % Cd) после стабилизирующего отжига при 175 °С в течение 1 ч приобретает следующие механические свойства: $\sigma_в = 220$ МПа; $\sigma_{0,2} = 150$ МПа; $\delta =$ = 9,5 %; $K_{th} = 2{,}2$ МПа $\sqrt{м}$, $K_{1c} = 15{,}5$ МПа $\sqrt{м}$ и $K_{1c} = 16 \ldots 18$ МПа $\sqrt{м}$ [17].

23.6. ТИТАН И СПЛАВЫ НА ЕГО ОСНОВЕ

Благодаря низкой плотности ($\rho = 4{,}5$ г/см³) и высокой прочности сплавы на основе титана имеют высокую прочность, что определяет широкое их применение в тяжелонагруженных конструкциях [13]. Недостатком титановых сплавов является низкий модуль упругости ($E = 110\,000$ МПа). Титан обладает хорошей коррозионной стойкостью к морской

* Промышленные алюминиевые сплавы: Справочное издание/С. Г. Алиева, М. Б. Альтман, С. М. Амбарцумян и др. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Металлургия, 1984. 528 с.

23.14. Сплавы на основе магния

Марка	Al, %	Zn, %	Mn, %	Другие элементы, %	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{в.з}$, МПа	δ, %	Характеристика и область применения
Деформируемые сплавы								
МА1	—	—	1,3—2,5	—	190—220	130—140	5—10	Сварные и штампованные детали, арматура, не несущие больших нагрузок
МА2-1	3,8—5,0	0,8—1,5	0,3—0,7	—	270—330	160—230	8—20	Кованые и штампованные детали сложной формы, крыльчатки, корпуса и крышки, панели
МА5	7,8—9,2	0,2—0,8	0,15—0,50	—	310—320	320	12—14	Для нагруженных деталей (кронштейны, качалки и др.)
ВМ65-1	—	5,5	—	0,3—0,9 Zr	320—340	250—290	10—14	Детали высокой прочности (стрингеры, несущие элементы конструкций)
Литейные сплавы								
МЛ5	7,5—9,0	0,2—0,8	0,15—0,5	—	250	90	9	Для изготовления сложных и высоконагруженных деталей
МЛ11	—	0,2—0,7	—	0,4 Ca 2,5—4,0	160	105	3	Свариваются удовлетворительно, хорошо обрабатываются резанием. Для средненагруженных деталей, работающих длительно при 350 °С и кратковременно до 400 °С
МЛ14	—	1,7—2,3	—	2,6—3,8 0,5—1,0	200	95	8	Удовлетворительно сваривается аргонодуговой сваркой. Для деталей, работающих при температуре до 350 °С

воде и кислотам. Изделия из титановых сплавов сохраняют работоспособность при температуре до 550—600 °С. Температура плавления титана 1725 °С.

При 882 °С титан претерпевает полиморфные превращения: α-фаза переходит в β-фазу. Так как титан активно поглощает газы (N, H, O), образующие с ним твердые растворы внедрения, это приводит к охрупчиванию титана. Поэтому выплавку титановых сплавов ведут в вакууме или в среде нейтрального газа (например аргона).

При легировании титана элементами образуются α- или β-твердые растворы или химические соединения. В зависимости от природы легирующего элемента, вводимого в титановые сплавы, можно получить у титановых сплавов структуру α, β или α + β.

Сплавы с α-структурой отличаются большой жаропрочностью, но низкой пластичностью, β-сплавы, наоборот, пластичны, хорошо деформируются, но не прочны. Наибольшее практическое применение нашли сплавы с α- и (α + β)-структурами.

Подобно сталям сплавы на основе титана можно подвергать термической обработке (отжигу, закалке, отпуску, старению) и химической обработке (цементации, азотированию, железнению, силицированию и др.). Титановые сплавы с α-структурой подвергают только рекристаллизационному отжигу после обработки давлением. Двухфазные сплавы (α + β) обладают более высокой прочностью, но меньшей пластичностью, чем β-сплавы. Эти сплавы после отжига подвергают закалке с последующим старением, что значительно повышает их прочность. При старении прочность сплавов увеличивается, а пластичность уменьшается.

В табл. 23.15 приведены сведения о составе и свойствах наиболее распространенных деформируемых сплавов на основе титана.

23.15. Состав и свойства деформируемых сплавов на основе титана

Марка	$\sigma_в$, МПа	δ, %	ψ, %	Максимальная температура применения, °С
		α-сплавы		
ВТ1-00	300—450	20	60	150
ВТ5-1	800—950	12	25	450
		(α+β)-сплавы (до 2 % β-стабилизаторов)		
ОТ4	700—900	12	30	300
ВТ20	950—1100	10	25	450
		(α+β)-сплавы (свыше 2 % β-стабилизаторов)		
ВТ3-1	950—1100 $\geqslant$1200	8 6	12	450
ВТ9	1050—1250 $\geqslant$1200	9 6	25 20	500
ВТ22	1100—1250 1300	9 6	25 16	400
ВТ14	800—1100	—	—	400
		β-сплав		
ВТ15	850—1000	12	28	150—500

Примечание. В числителе указаны механические свойства сплава после отжига, в знаменателе — после закалки и старения.

Технический титан ВТ1-00 содержит сотые доли примесей (Fe, C, Si, O_2, N_2, H_2). Такие примеси, как C, N, O, повышают твердость титана, существенно уменьшают его пластичность.

Титан ВТ1-00 имеет высокую пластичность в горячем состоянии, хорошо сваривается контактной и аргонодуговой сваркой, коррозионно-стоек в морской воде, изготовленные из него детали могут работать при температуре до 150 и до —253 °С.

Применяют его для изготовления обшивки фюзеляжа и других элементов конструкций, поставляют в виде листов, прутков, проволоки.

Сплавы ВТ5 и ВТ5-1 относят к группе сплавов средней прочности. Они имеют α-структуру. Свариваются аргонодуговой и контактной сварками; прочность сварного шва составляет 95 % прочности основного металла. При термической обработке не упрочняются (табл. 23.16).

Сплавы применяют для изготовления деталей каркаса и обшивки, лопаток направляющего аппарата двигателей воздушных судов, детали могут работать длительное время при нагреве до 400 °С.

23.16. Механические свойства титановых сплавов при высоких и низких температурах

t, °С	ВТ5			ВТ5-1		
	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ, %	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ, %
—196	1400	1320	10	1350	1250	6
—70	1050	950	18	950	850	8
+350	300	700	15	—	—	—
+500	—	—	—	4800	350	20

Сплав ОТ4 средней прочности с (α+β)-структурой, хорошо сваривается аргонодуговой сваркой. Предел длительной прочности σ_{1000} = 480 МПа. Сплав применяют для изготовления сварных узлов и деталей, работающих до 300 ч.

Сплав ВТ20 жаропрочный с (α+β)-структурой, хорошо сваривается всеми видами сварки, прочность сварного шва та же, что и у основного металла. Сплав применяют для изготовления сварных деталей и узлов, которые могут работать при температуре до 450 °С.

Сплав ВТ22 высокопрочный жаростойкий с (α+β)-структурой. Хорошо сваривается аргонодуговой сваркой.

Сплав ВТ3-1 жаропрочный с (α+β)-структурой, подвергается обработке: закалке и старению при 650 °С. Применяют в отожженном состоянии (изотермический отжиг при 650 °С после предварительного нагрева до 870 °С).

Свойства сплава ВТ3-1 в отожженном состоянии приведены в табл. 23.17.

Сплав хорошо сваривается аргонодуговой сваркой. Его применяют для изготовления дисков и лопаток газотурбинных двигателей, работающих при температуре до 450 °С.

Сплав ВТ14. Высокопрочный, термически упрочняемый сплав, имеющий (α+β)-структуру, что позволяет получать различные сочетания физико-механических и технологических свойств, отличается высокой прочностью и коррозионной стойкостью. Применяется взамен высокопрочной стали 30ХГСА для изготовления болтов с целью существенного (до 40 %) снижения массы при тех же

23.17. Свойства сплава ВТ3-1 при различной температуре

t, °С	$\sigma_в$, МПа	δ, %
—70	1200	12
400	600	14
500	560	16

механических свойствах при растяжении и повышенных свойствах при срезе.

Сплав ВТ15 высокопрочный с β-структурой, кратковременно сохраняет работоспособность при температуре до 500 °С и длительно при температуре до 150 °С. Сплав хорошо сваривается аргонодуговой сваркой. Подвергается термической обработке: закалке и старению. Поставляют в виде полуфабрикатов (листы, прутки).

Титановые сплавы для особо ответственных конструкций в зависимости от вида полуфабриката, режима термообработки, размеров и направления вырезки образцов имеют следующие характеристики трещиностойкости: для ВТ3-1 $K_{1c}=35\ldots86$ МПа $\sqrt{м}$; для ВТ6 $K_{1c}=54\ldots107$ МПа $\sqrt{м}$; для ВТ8 $K_{1c}=64$ МПа $\sqrt{м}$; для ВТ9 $K_{1c}=60\ldots77$ МПа $\sqrt{м}$; для ВТ14 $K_{1c}=40\ldots53$ МПа $\sqrt{м}$; для ВТ19 (титановый псевдосплав) $K_{1c}=109\ldots117$ МПа $\sqrt{м}$; для ВТ20 $K_{1c}=74\ldots82$ МПа $\sqrt{м}$; для ВТ22 $K_{1c}=43\ldots88$ МПа $\sqrt{м}$; для ВТ23 $K_{1c}=52\ldots90$ МПа $\sqrt{м}$; для ВТ30 $K_{1c}=76$ МПа $\sqrt{м}$.

23.7. ХРОМ И СПЛАВЫ НА ЕГО ОСНОВЕ

Хром — химический элемент VI группы периодической системы, плотность хрома 7,19 г/см³, имеет кубическую объемно-центрированную кристаллическую решетку, температура плавления 1875 °С. При комнатной температуре химически стоек, не окисляется на воздухе, в том числе во влажной атмосфере, взаимодействует с кислородом при высокой температуре.

Хром входит в состав жаропрочных сплавов. Наиболее известными сплавами на основе хрома являются ВХ-1 и ВХ-1И. Это нелегированные сплавы, в которых содержание хрома составляет соответственно 99,7 и 99,2 %. Сплав ВХ-1И отличается от ВХ-1 более низкой пластичностью при температурах до 200 °С.

К низколегированным сплавам на основе хрома относятся сплавы ВХ-2, ВХ-2И. Сплавы ВХ-4 и ВХ-5 являются высоколегированными.

Спеканием получают сплавы типа Cr + + 10 . . . 15 % Ni, $Cr+Mo+CrB_2$; $Cr+Al_2O_3$ и Cr + MgO. Сплавы на основе хрома имеют температуру плавления 1750—1900 °С, плотность 7,0—8,3 г/см³. Хромовые сплавы обладают жаростойкостью при температуре на воздухе до 1200 °С, а при легировании иттрием — до 1300—1350 °С. Сплавы на основе хрома весьма стойки к различным агрессивным средам. К недостаткам хромовых сплавов относят их склонность к хрупкости (при температуре 130—350 °С, а в случае повышенного содержания азота и кислорода — при 500—550 °С).

В качестве примера в табл. 23.18 приведены механические свойства сплава ВХ-1 при различных температурах.

Сплавы ВХ-1 применяют для деталей, работающих длительно в газовых и жидких агрессивных средах при 1100—1150 °С, кратковременно в интервале температур от 200—600 до 1500—1600 °С. Из низколегированных сплавов на основе хрома изготавливают элементы конструкций установок крекинга, различные крепежные детали, высокотемпературные экраны. Высоколегированные сплавы на основе хрома применяют для изготовления деталей двигателей, химико-технологического оборудования, нагревательных печей и котлов. При изготовлении деталей магнитогидродинамических генераторов, для термических печей и кокилей используют спеченные сплавы на основе хрома.

23.18. Свойства сплава ВХ-1 при различных температурах

Вид полуфабриката	Состояние	Температура испытания, °С	$\sigma_в$	$\sigma_{в,з}$	δ	ψ
			МПа		%	
Прутки деформированные	Термически обработанные	20	250—290	180—200	2—4	2—6
		700	200—205	130—140	60—70	70—80
		800	170—190	100—105	60—85	70—90
		1000	70—90	40—43	60—30	80—90
		1100	60—70	—	80—90	90—95
		1150	50—70	30—35	60—30	90—95
		1200	40	—	30	95
		1500	20—30	—	20—30	65—70

23.8. НИКЕЛЬ И СПЛАВЫ НА ЕГО ОСНОВЕ

Никель — химический элемент VIII группы периодической системы, имеющий кубическую гранецентрированную кристаллическую решетку. Плотность никеля 8,90 г/см^3, температура плавления 1453 °С. При комнатной температуре $\sigma_в = 400 \ldots 500$ МПа, $\sigma_{0,2} = 120$ МПа, $\delta = 40$ %, $\psi = 70$ %. Никель — металл средней активности, стоек к щелочам, медленно растворяется в разбавленных кислотах. Никель используют в качестве защитных покрытий, а также для изготовления коррозионно-стойкого оборудования (емкости для хранения пищевых продуктов и химических веществ, котлы, тигли, детали электровакуумных приборов).

Никель является основой многих электротехнических, конструкционных, жаростойких, жаропрочных сплавов и сплавов с особыми физическими и механическими свойствами.

К сплавам на основе никеля относятся НК 0,2 (0,15—0,25 % Si, остальное Ni); НМг0,11 (0,07—0,15 % Mg); НВ3в (2,5—3,5 % Mg); НВМг3-0,08в (0,07—0,1 % Mg; 2,5—3,5 % W); НМц5 (4,6—5,4 % Mn). Эти сплавы применяют в электронной технике.

Монель-металл НМЖМц 28—2,5—1,5 (1,2—1,8 % Mn; 2,0—3,0 % Fe; 27—29 % Cu) широко используют в химическом аппаратостроении, приборостроении благодаря хорошей коррозионной стойкости и высоким механическим свойствам как при низких, так и повышенных (до 400 °С) температурах. Предел прочности данных сплавов на основе никеля $\sigma_в = 400 \ldots 450$ МПа, $\delta = 25 \ldots 46$ %; $\psi = 60 \ldots 90$ %.

Электротехнические сплавы НМцАК2-2-1, НХ9,5, НХ9, Х20Н80, Х15Н60 обладают жаростойкостью, большой электродвижущей силой, высоким электрическим сопротивлением, их применяют для изготовления электронагревателей, термо- и тензорезисторов и т. п. Сплавы с особыми физическими и механическими свойствами имеют высокую магнитную проницаемость, малую коэрцитивную силу. К ним относятся, например, пермаллой 79НМ (17 % Fe; 3,8—4,1 % Mo, остальное Ni), магнитомягкий сплав 50НХС, железоникелевые сплавы с заданным температурным коэффициентом расширения, сплавы с высокими упругими свойствами.

Для изготовления различных видов аппаратуры, работающей в агрессивных средах, применяют **сплавы Н70МФ** (4 % Fe; 25—29 % Mo; 1,4—1,7 % V) и **ХН65МВ** (3,0—4,5 % W; 4 % Fe; 14,5—16,5 % Cr; 15—17 % Mo), имеющие соответственно следующие характеристики: $\sigma_в = 950$ и 850 МПа, $\delta = 45$ и 35 %, $\psi = 45$ %.

Жаростойкие и жаропрочные сплавы на основе никеля широко используют в конструкциях газовых турбин.

Жаростойкий деформируемый сплав ХН60ВТ на основе никеля, содержащий менее 0,12 % С, 19—22 % Cr, 0,15—0,35 % Ti, 0,15 % Al, менее 1 % Fe, после термической обработки (980—1020 °С, охлаждение на воздухе) имеет структуру, состоящую из γ-твердого раствора элементов в никеле и карбида титана (TiC). Сплав обладает высокой жаростойкостью при температуре 1000—1100 °С, отличается пластичностью ($\delta = 30$ %) и хорошей свариваемостью. Жаростойкость сплава повышается алитированием. Сплав ХН78Т применяют для изготовления элементов конструкций, работающих при температуре до 1100 °С.

Жаростойкий деформируемый сплав ХН60ВТ на основе никеля, имеющий менее 12 % С, 23—26 % Cr, 13—16 % W, 0,3—0,7 % Ti, менее 0,5 % Al, Fe менее 4 %. После термической обработки (закалка с 1140 °С на воздухе) структура сплава состоит из γ-твердого раствора хрома, вольфрама в никеле и включений карбидной фазы состава TiC. Сплав отличается высокой жаропрочностью при 950—1150 °С, хорошей штампуемостью и свариваемостью. Механические свойства сплава: $\sigma_в = 750$ МПа, $\delta = 40$ %, высокое сопротивление усталости. Сплав ХН60В применяют для изготовления деталей, работающих при 950—1100 °С.

Жаропрочный деформируемый сплав ХН77ТЮР на основе никеля, в состав которого входит менее 0,06 % С, 19—22 % Cr, 0,55—0,95 % Al, 2,3—2,7 % Ti, 0,01 % B, 1,1 % примеси (Fe, Si, Mn).

Основной элемент сплава — никель придает ему высокую жаропрочность. Хром обеспечивает высокую жаростойкость благодаря образованию на поверхности шпинельной пленки состава $NiO \cdot Cr_2O_3$, хорошо защищающей сплав от окисления. Титан и алюминий вводят с целью упрочнения сплава при старении. Присадка весьма небольшого количества бора (поверхностно-активного элемента) существенно замедляет диффузионные процессы на границах зерен сплава при высоких температурах, что способствует повышению сопротивления ползучести.

Сплав относится к дисперсионно-твердеющим сплавам, упрочнение которых связано

с выделением из твердого раствора интерметаллидной фазы γ′ состава $Ni_3(Al, Ti)$.

Сплав ХН77ТЮР при 20 °С (после литья) состоит из нескольких фаз: твердого раствора хрома в никеле, интерметаллидов Ni_3Ti и Ni_3Al и карбидов состава TiC и $Cr_{23}C_6$. Для получения высокой жаропрочности сплав подвергают следующей термической обработке: нагреву до 1080 °С, выдержке при этой температуре в течение 8 ч и охлаждению на воздухе, затем старению (дисперсному твердению) при 700 °С в течение 16 ч и охлаждению на воздухе. Структура после термической обработки состоит из γ твердого раствора, γ′-фазы и карбида TiC.

Кристаллическая решетка никелевого твердого раствора и упрочняющей γ′-фазы однотипны (кубическая гранецентрированная решетка) и отличаются только параметрами. Поэтому между твердым раствором и γ′-фазой осуществляется непрерывный когерентный переход одной решетки в другую, что обеспечивает упрочнение сплава. Преимущественное выделение γ′-фазы по границам зерен твердого раствора повышает уровень жаропрочности; γ′-фаза в структуре сплава занимает объем около 10 %. За 100 ч при 700 °С длительная прочность сплава $\sigma_{100}^{700} = 460$ МПа; предел ползучести $\sigma_{0,2/100}^{700} = 260$ МПа, предел усталости $\sigma_{-1} = 370 \ldots 390$ МПа.

Сплав применяют для изготовления рабочих лопаток и дисков газовых турбин, работающих при 700—750 °С.

Жаропрочный сплав ЖС6К литой на никелевой основе, может быть также использован как деформируемый. В него входят 0,13—0,2 % С, 3,5—5,5 % Mo, 10,5—12,5 % Cr, 1,5—3,0 % Ti, 5,0—6,0 % Al, 4,5—5,5 % W, 6,5 % Co, 0,025 % B, 0,01 % Ce, 2 % Fe.

Сплав имеет более высокую жаропрочность по сравнению с деформируемыми сплавами, так как в процессе литья по границам зерен твердого раствора образуется сетка из тугоплавких карбидов. После термической обработки (закалка 1220 °С, отжиг 1050 °С, старение 950 °С) структура сплава состоит из зерен твердого раствора Cr, Mo, W, Co в никеле с большим количеством (55—60 %) упрочняющей γ′-фазы состава $Ni_3(TiAl)$ и сетки первичных карбидов по границам зерен состава W_2C, TiC. Наблюдающиеся в твердом растворе двойные карбидные фазы Me_xMe_yC, карбид $Cr_{23}C_6$ и борид Me_3B_2 также способствуют упрочнению сплава.

Длительная прочность и предел ползучести сплава ЖС6К соответственно составляют $\sigma_{100}^{1000^\circ} = 150 \ldots 160$ МПа, $\sigma_{0,2/100}^{1000^\circ} = 55 \ldots 60$ МПа.

Для повышения жаростойкости и жаропрочности детали из сплава ЖС6К подвергают алитированию или хромоалитированию, а также используют многокомпонентные покрытия (типа MeCrAlY) и наносят барьерные слои (Pt, Ta), препятствующие взаимодействию покрытия с основным материалом.

Сплав применяют для изготовления литых лопаток направляющего аппарата и рабочих лопаток газовых турбин, работающих при 900—1050 °С.

23.9. ТУГОПЛАВКИЕ МЕТАЛЛЫ

Работа некоторых высоконагруженных элементов конструкций при температурах выше 1100 °С требует применения сплавов на основе тугоплавких металлов [34]. Сплавы на основе вольфрама, молибдена, ниобия и тантала используют для изготовления деталей летательных аппаратов, ядерных энергетических установок, приборов радиоэлектронной техники. Наибольшее распространение получили сплавы на основе **вольфрама**, применяемые для изготовления деталей, длительно работающих без защитных покрытий в вакууме или среде защитных газов при температурах 1600—2000 °С и кратковременно при 2500—3000 °С. С защитными покрытиями в окислительной среде сплав ВВ-2 можно использовать при кратковременной работе при 2500—2700 °С. При 1000 °С сплав ВВ-2 имеет следующие свойства: $\sigma_в = 200 \ldots 240$ МПа, $\delta = 45 \ldots 48$ %, $\psi = 80 \ldots 90$ %; при 2000 °С $\sigma_в = 80 \ldots 85$ МПа, $\delta = 60 \ldots 70$ %, $\psi = 95 \ldots 96$ %; при 2700 °С $\sigma_в = 10$ МПа.

Сплавы ВА, ВМ, ВАМ-5 выпускают в виде прутков, проволок, спиралей и применяют для деталей, эксплуатируемых в условиях нагрева до 2900 °С. Листовые и фольговые сплавы ВР-27 и ВР-10 используют для изготовления нагревателей. Крупногабаритные изделия выполняют из вольфрамовых сплавов ТСВ-1.

Сплавы на основе **молибдена**, в которых в качестве легирующих элементов используют титан, цирконий, ниобий, вольфрам, рений, обладают высокой жаропрочностью и коррозионной стойкостью в расплавах лития, натрия, церия, имеют малый коэффициент термического расширения и высокий модуль упругости, мало уменьшающийся с повышением температуры.

23.19. Механические свойства сплавов ВМ1, ВМ2, ВМ3 при различных температурах

Температура испытания, °С	ВМ1			ВМ2			ВМ3		
	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ_5, %	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ_5, %	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ_5, %
—140	1200—1280	1129—1131	1,5—1,8	—	—	—	—	—	—
—110	1020—1050	960—1010	3,3—4	1030—1050	—	4—4,5	—	—	—
—85	1020—1050	910—990	8,2—9,6	1000—1050	—	9,5—10	—	—	—
—70	1100—1200	—	7—10	—	—	—	—	—	—
—50	940—1020	—	7—11	—	—	—	—	—	—
—30	900—950	—	9—15	—	—	—	—	—	—
—20	800—900	680—800	10—15	750—850	—	10—25	800—860	800	0,3
200	630—730	—	11—12	—	—	—	—	—	—
400	650—670	—	5—6	—	—	—	—	—	—
600	550—570	—	7—8	—	—	—	—	—	—
800	500—520	—	—	570—710	—	13—15	—	—	—
1000	420—450	—	14—16	520—660	—	10—13	—	—	—
1200	340—380	—	14—18	450—510	—	13—18	—	—	—
1500	140—180	—	25—40	160—210	—	15—25	—	—	—
1800	100—120	—	45—50	90—120	—	18—25	120—135	—	48—50
2000	—	—	—	30—40	—	20—21	—	—	—

Сплавы молибдена при температурах, превышающих 950—1000 °С, с точки зрения прочности имеют значительное преимущество перед жаропрочными сплавами на никелевой основе несмотря на то, что плотность молибдена на 15 % выше плотности никеля.

Недостатком молибденовых сплавов является склонность к окислению. При 500 °С на поверхности молибдена начинает образовываться летучий окисел MoO_3, что требует применения либо защитных покрытий или плакирующих слоев из хрома или никеля (при температуре до 1100 °С), либо нанесения дисилицида молибдена $MoSi_2$ или других покрытий, обеспечивающих работу сплава при температуре до 1400—1500 °С и выше. Молибденовые сплавы требуют принятия специальных мер (подогрева до 150—200 °С) при сварке плавлением с целью устранения хрупкости получаемых соединений.

В табл 23.19 в качестве примера приведены механические свойства молибденовых сплавов ВМ1, ВМ2, ВМ3 (без термической обработки) при различных температурах.

Молибден и его сплавы рекомендуется применять в качестве конструкционного материала для деталей, длительно работающих при температурах 1000—1900 °С и кратковременно работающих при температурах более 2000 °С (головные части и сопла ракет, вкладыши сопел, упорные кольца, детали и узлы турбин, элементы ядерных энергетических установок).

Сплавы на основе **ниобия** имеют высокую жаропрочность, относительно небольшую плотность, низкое поперечное сечение захвата тепловых нейтронов и необходимую коррозионную стойкость в расплавах щелочных металлов, что обусловливает их применение в конструкциях теплообменников ядерных реакторов. Ниобиевые сплавы имеют хорошую пластичность, свариваемость, обрабатываются давлением. При температуре более 400 °С окисляются на воздухе и в других средах. При высоких температурах ниобий реагирует также с азотом, образуя нитриды. При 1000—1200 °С прочность ниобия сопоставима с прочностью молибдена, а более высокая стойкость ниобиевых сплавов против окисления дает им определенные преимущества.

Особенностью ниобия и его сплавов является невысокий модуль упругости при 20 °С (112 000—120 000 МПа), не изменяющийся практически до 1100 °С. При высоких температурах применения на детали из ниобиевых сплавов наносят различные защитные покрытия, обеспечивающие возможность работы при температуре до 1100—1200 °С. Кратковременно детали из ниобиевых сплавов могут работать при температуре до 1450—1500 °С без защитного покрытия.

Наиболее распространены сплавы ниобия ВН2 (до 0,1 % С; до 0,1 % Cr; 3,8—5,2 % Mo; Nb — основа); ВН2А, ВН3. В табл. 23.20 приведены механические свойства этих сплавов при различных температурах.

Тантал по основным свойствам близок к ниобию, но обладает повышенной стойкостью к эрозии и коррозии. Плотность тантала в 2 раза больше, чем у ниобия, и со-

23.20. Механические свойства сплавов ВН2, ВН2А и ВИ3 при различных температурах

Температура испытания, °С	ВН2			ВН2А			ВН3		
	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ_5, %	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ_5, %	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ_5, %
—196	1050—1180	1030—1150	8—10	1050	950	7	1160	—	26
—70	670—750	620—720	26—30	—	—	—	810	—	27
20	640—710	610—660	27—31	800—900	620	4—5	750—800	—	16—20
1000	400—450	—	30—35	—	—	—	—	—	—
1100	300—350	—	40—45	450	—	—	450	—	21—24
1200	180—200	—	45—55	300	—	—	250—290	—	26
1500	80—100	—	—	100	—	17	125	—	40—43

23.21. Свойства сплавов на основе тантала при 20 °С

Содержание элементов, %			Плотность, г/см³	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа
Ta	W	Hf			
Основа	10	—	16,78	765	710
»	12,5	—	16,82	717	598
»	8	2	16,65	787	675

ставляет 16,65 г/см³, температура плавления 2996 °С. Временное сопротивление тантала высокой чистоты равно 190—230 МПа, предел текучести 184 МПа, $\delta = 36 \ldots 38$ %, $\psi = 90$ %. Сплавы на основе тантала получают путем его легирования вольфрамом, гафнием, что увеличивает модуль упругости и повышает температуры рекристаллизации и плавления.

В табл. 23.21 приведены химический состав, плотность и механические свойства при комнатной температуре сплавов на основе тантала.

Сплавы на основе тантала используют для изготовления некоторых деталей аппаратов химических производств, сопел ракетных двигателей, электронной техники, работающих при температуре 2000 °С.

23.10. ЦИНК, СВИНЕЦ, ОЛОВО И СПЛАВЫ НА ИХ ОСНОВЕ

Цинк — химический элемент II группы Периодической системы элементов, имеющий гексагональную плотноупакованную кристаллическую решетку, плотность цинка 7,132 г/см³ (после литья) и 7,14 г/см³ (после прокатки). Цинк высокой чистоты пластичен, легко обрабатывается давлением. Однако небольшое количество примесей (олово, свинец, железо, кадмий, сурьма) может существенно изменять свойства цинка, в особенности ухудшают свойства примеси олова и свинца. На уровень механических свойств цинка существенно влияют величина зерна и условия деформирования.

Цинк имеет следующие механические свойства: при —70 °С $\sigma_в = 150$ МПа, $\delta = 2$ %; при —40 °С $\sigma_в = 140$ МПа, $\delta = 1{,}8$ %; при 20 °С $\sigma_в = 113$ МПа, $\delta = 5$ %; при 150 °С $\sigma_в = 50$ МПа, $\delta = 7$; при 330 °С $\sigma_в = 13$ МПа, $\delta = 8$ %; при 400 °С $\sigma_в = 0{,}3$ МПа, $\delta = 2$ %.

Цинк хорошо растворяется в кислотах и щелочах вследствие более электроотрицательного потенциала (—0,76 В) по сравнению с железом и сплавами на его основе. Он находит широкое применение в качестве материала покрытий, например, для защиты от коррозии различных инженерных сооружений и конструкций; кроме того, детали арматуры из цинка, отлитые под давлением, применяют в автомобилестроении, авиационной технике, полиграфии и других областях. Наибольшее применение получили двойные сплавы Zn—Al, Zn—Cu и тройные сплавы Zn—Al—Cu. В технике используют главным образом литейные, деформируемые и антифрикционные сплавы на основе цинка.

Литейные сплавы ЦА 40, ЦАМ 4 и ЦАМ 4-1 отличаются низкой температурой плавления и хорошей жидкотекучестью, а также высокой стабильностью линейных размеров при старении. Их используют для изготовления высокоточных деталей в автомобильной промышленности, вагоностроении, в электротехнических изделиях, приборах и бытовой технике.

Сплавы ЦМ1, ЦАМ0,2-4, ЦА15 и др., обработанные давлением при 200—300 °С, по своим свойствам близки к латуням.

В табл. 23.22 приведены составы и основные свойства цинковых сплавов.

Олово — химический элемент IV группы периодической системы элементов, обладающий полиморфизмом: при температуре ниже 13,2 °С существует α-модификация (серое олово) с кубической структурой кристалличе-

23.22. Основные свойства сплавов на основе цинка

Химический состав, %					Плотность, г/см³	Временное сопротивление $\sigma_в$, МПа	Относительное удлинение δ, %	Назначение
Al	Cu	Mg	Mn	Zn				
43	—	0,03	—	Основа	6,75	300	5	Для литья под давлением
4	0,5	0,04	—	»	—	250	3	То же
10	5	—	—	»	6,3	300	1	Для подшипников
10	1,5	—	—	»	6,1	250	1,5	То же
4	1	0,03	—	»	—	350	5	Для обработки давлением
—	1	—	0,2	»	—	200	25	Для прессования, глубокой вытяжки, прокатки
15	—	—	—	»	5,75	450	5	То же
0,2	4	—	—	»	7,25	300	25	»

ской решетки типа алмаза; при температуре выше 13,2 °С существует β-модификация (белое олово) с тетрагональной кристаллической решеткой. При β→α-переходе резко увеличивается объем фазы, что приводит к разделению металла на дисперсные частицы (явление «оловянной чумы»). Плотность олова 7,3 г/см³. Примеси алюминия и цинка ускоряют β→α-превращение, а сурьма и висмут уменьшают.

Олово наиболее пластично при 100—150 °С. При этой температуре $\sigma_в = 6 \ldots 10$ МПа, $\delta = 45 \ldots 41$ %, при комнатной температуре $\sigma_в = 28$ МПа, $\delta = 40$ %, $\psi = 74$ %; при 200 °С $\sigma_в = 3$ МПа, $\delta = 0$ и $\psi = 0$.

Олово химически устойчиво в обычных условиях, во влажных средах и пищевых продуктах, поэтому его применяют для лужения оборудования перерабатывающей промышленности, при изготовлении жести, припоев. Сплавы на основе олова с легирующими добавками Pb, Cd, Ti, Zn и в ряде случаев таких элементов, как Al, Cu, Ag, Sb, отличаются низкой прочностью, твердостью и температурой плавления.

В табл. 23.23 приведены данные по составу и свойствам сплавов на основе олова.

Сплавы на основе олова, называемые *баббитами*, отличаются высокими антифрикционными свойствами. Баббиты предназначены

23.23. Свойства сплавов на основе олова

Марка	Химический состав, %						$\sigma_в$, МПа	δ, %	Прочность соединения, МПа
	Sn	Pb	Cd	Ti	Zn	Прочие			
Л199	Основа	—	—	—	8,9	—	75	50	—
Л183	»	38,1	—	—	—	—	52	35	98
Л130	»	32,0	18,2	—	—	—	67	32,5	85
Л145	»	30,0	13,0	5,0	—	—	76	5,6	44

23.24. Свойства баббитов

Марка	Химический состав, %			$\sigma_в$, МПа	δ, %	НВ, МПа
	Cu	Sb	Sn			
Б83	5,5—6,5	10—12	Основа	120	4	360
Б87	2,0—4,0	9—11	»	100	6	300
Б92	4,0—5,0	4—5	»	60	12	200

для заливки вкладышей подшипников. Марки баббитов обозначают буквой Б и цифрой, показывающей концентрацию олова. С увеличением количества олова прочность баббитов увеличивается, но уменьшается их пластичность. В табл. 23.24 приведены марки баббитов и их свойства.

После литья баббиты приобретают структуру, состоящую из твердого раствора, отличающегося большой пластичностью, и включений твердых частиц состава SnSb и Cu_6Sn_5. Такая структура обеспечивает высокие антифрикционные свойства, поскольку твердые частицы SnSb и Cu_6Sn_5 несут основную нагрузку, являясь опорной частью структуры, а твердый раствор в процессе его выработки позволяет равномерно распределить смазочный материал.

Свинец — химический элемент IV группы Периодической системы элементов, имеет гранецентрированную кубическую кристаллическую решетку, плотность 11,34 г/см³, температура плавления 327,4 °С, это высокопластичный мягкий металл ($\sigma_в = 12 \ldots 13$ МПа, $\delta = 55$ %). При низких температурах (—183 °С) $\sigma_в$ свинца увеличивается в 2 раза, повышаются твердость и вязкость одновременно. С ростом температуры прочность и твердость уменьшаются. Обладает высокой способностью поглощать радиоактивное излучение. На воздухе покрывается защитной оксидной пленкой, коррозионно-

23.25. Свойства сплавов на основе свинца

Марка	Химический состав, %					$\sigma_в$, МПа	δ, %
	Pb	Sn	Sb	Cu	Прочие		
ССу1	Осно-		4 6		0,02	—	—
	ва						
—	»		1,5	—	—	—	—
ССу3	»		1 6	—	—	—	—
ССуА	»		7,0	—	—	—	—
—	»		0,5	—	—	19	49
—	»			0,6	—	14	67
—	»		—	—	0,06 Te	18	48
—	»		0,5	—	0,25 Te	21	41
—	»	2	—	—	—	21	56

стоек в воде и других средах. Применяют для облицовки некоторых аппаратов химических производств, используют при производстве аккумуляторов, боеприпасов, а также для защиты от рентгеновских излучений и радиации.

Сплавы на основе свинца, в которых в качестве легирующих элементов используют Sn, Sb, Cu, Te и Na, отличаются низкими температурой плавления, прочностью, твердостью, высокими плотностью, кислотостойкостью и хорошими антифрикционными свойствами. В табл. 23.25 приведены сведения о составе и механических свойствах наиболее распространенных сплавов свинца.

С целью экономии дефицитного олова в некоторых марках свинцовых типографических сплавов используют в качестве основных легирующих элементов сурьму (9,5—16 %) и мышьяк (1—4,5 %). Типографские свинцовые сплавы применяют для изготовления шрифтов, штампов и т. п. Сплавы на основе свинца, легированные сурьмой, применяют для изготовления специальных крыльчаток вентиляторов, мешалок, барабанов, аккумуляторных пластин. Свинцовые сплавы используют также в качестве антифрикционных материалов в подшипниках скольжения.

23.11. БЛАГОРОДНЫЕ МЕТАЛЛЫ И ИХ СПЛАВЫ

К благородным металлам относятся: золото, серебро, платина и металлы платиновой группы (иридий, палладий, родий, рутений и осмий).

Золото — химический элемент I группы Периодической системы элементов, имеющий гранецентрированную кубическую кристаллическую решетку, плотность $\rho = 19{,}32$ г/см^3. Это мягкий, пластичный металл высокой тепло- и электропроводности. Обладает высокой стойкостью к воздействию различных сред, кроме смеси соляной и азотной кислот и растворов цианидов натрия и калия. Механические свойства в отожженном состоянии: $\sigma_в = 100 \ldots 140$ МПа, $\delta = 30 \ldots 50$ %, $\psi = 90$ %.

В сплавах золота в качестве легирующих элементов традиционно применяют серебро и медь, что повышает упругость, прочность и твердость. В некоторых сплавах в качестве легирующих добавок используют также палладий, никель, кадмий, цинк. Наибольшей прочностью обладают следующие сплавы на основе золота: ЗлПдВн — $\sigma_в = 760 \ldots 1290$ МПа, $\delta = 2 \ldots 45$ %; ЗлПдТ1 — $\sigma_в = 880$ МПа, $\delta = 11$ %; ЗлСрМ500—200 — $\sigma_в = 640 \ldots 770$ МПа, $\delta = 10 \ldots 13$ %, ЗлХ0,5 и ЗлХ2,8 — $\sigma_в = 500 \ldots 570$ МПа, $\delta = 20 \ldots 28$ %; ЗлН5 — $\sigma_в = 430 \ldots 450$ МПа, $\delta = 21 \ldots 24$ %.

Используют в конструкциях авиационной и ракетно-космической техники, главным образом в качестве покрытий при изготовлении различных отражателей, электрических контактов и деталей радиоэлектронного оборудования.

Контакты, проводники, резисторы, расходы и потенциометры, изготовленные из сплавов золота, обладающих низким электрическим сопротивлением, обеспечивают надежную передачу сигналов в изделиях электронной техники и управляющей аппаратуре.

Серебро — химический элемент I группы Периодической системы элементов, имеющий гранецентрированную кубическую кристаллическую решетку. Плотность серебра $\rho = 10{,}5$ г/см^3, температура плавления 960 °С, обладает высокой тепло- и электропроводностью, имеет высокую химическую стойкость. Серебро используют при изготовлении некоторых видов аппаратов химических производств, оборудования авиационной и ракетно-космической техники (в частности, серебряно-цинковых аккумуляторов), для защиты от коррозии, для нанесения покрытий на электрические контакты и вводы электровакуумных приборов.

Сплавы на основе серебра, легированные медью, металлами платиновой группы, а также малыми добавками магния, алюминия, индия, кадмия, лития, бериллия и др., при высокой электропроводности обладают стойкостью к коррозии и эрозии, а также повышенной прочностью. У сплавов серебра с медью СрМ750, СрМ800, СрМ875, СрМ900, СрМ925 $\sigma_в = 260 \ldots 320$ МПа, $\delta = 33 \ldots 41$ %. У сплавов серебра с палладием ПдСр40 $\sigma_в = 800 \ldots 1000$ МПа, $\delta = 29 \ldots 34$ %; СрПд20 $\sigma_в = 550$ МПа.

23.26. Основные характеристики металлов платиновой группы

Металл	Плотность ρ, г/см^3	$t_{пл}$, °С	$\sigma_в$, МПа	δ, %
Иридий	22,5	2443	230	2
Родий	12,41	1960	420	9—15
Рутений	12,45	2334	500	—
Осмий	22,61	3045	—	—
Палладий	12,02	1552	200	25—40

Сплавы ПСр70, ПСр45, ПСр25, ПСр10, ПСр12М и др., содержащие такие легирующие элементы, как Cu, Zn, P, Cd, Sn, Pb, Mn, Ni, и имеющие температуру плавления 725—850 °С, применяют в качестве припоев, обеспечивающих получение высокопрочных и вакуумплотных паяных соединений.

Платина — химический элемент VIII группы Периодической системы элементов, имеет кубическую гранецентрированную кристаллическую решетку, плотность $\rho = 21{,}45$ г/см^3, наиболее коррозионно-стойкий и пластичный металл. Температура плавления 1769 °С. В отожженном состоянии имеет $\sigma_в = 140$ МПа и δ до 50 %. В табл. 23.26 приведены основные характеристики металлов платиновой группы.

Платину, металлы платиновой группы и их сплавы применяют для изготовления тиглей, электронагревателей, износостойких деталей приборов и электроконтактов (сплавы платины с иридием), термопар, катализаторов, а также используют в качестве защитных покрытий.

23.12. БИМЕТАЛЛЫ

Биметаллы представляют собой двух- или многослойные комбинации двух разнородных металлов или сплавов, образованных в монолит различными технологическими способами [3, 10, 13, 26, 31, 34]. Производство и применение биметаллов и многослойных металлических материалов позволяют обеспечить в изделиях (оборудование, машины и аппаратура) оптимальное сочетание свойств, при котором реализуются преимущества каждого из слоев (высокая коррозионная стойкость, износостойкость, тепло- и электропроводность, прочность, пластичность, жаропрочность и т. д.). На рис. 23.1 приведены сечения *1—10* основных видов биметаллов, освоенных промышленностью.

В табл. 23.27 и 23.28 приведены наиболее распространенные сочетания и сортамент двухслойной горячекатаной листовой стали с коррозионно-стойким плакирующим слоем. Эти биметаллы применяют для изготовления аппаратуры и резервуаров в химической, нефтехимической и других отраслях промышленности. В табл. 23.29 указаны механические свойства двухслойных листов с коррозионно-стойким плакирующим слоем.

По сравнению с высоколегированными хромистыми и хромоникелевыми коррозионностойкими сталями двухслойные стали с основой из углеродистой или низколегированной стали обладают следующими преимуществами:

лучшей теплопроводностью, что обусловливает применение биметаллов в различного рода теплообменной аппаратуре;

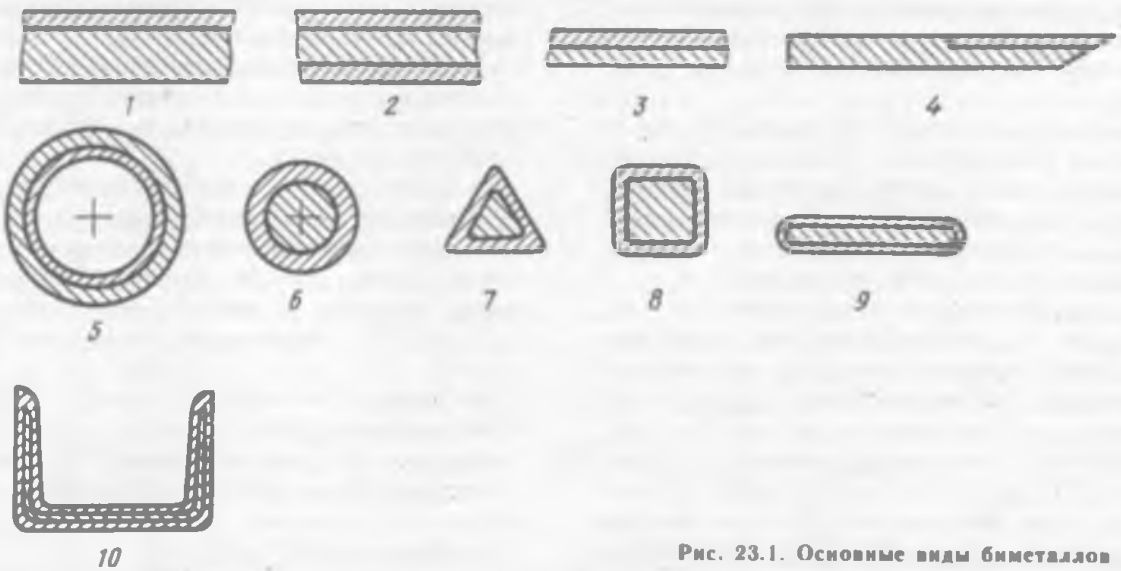


Рис. 23.1. Основные виды биметаллов

23.27. Возможности сочетания плакирующего слоя и основы

Марка материала плакирующего слоя	Марки стали основного слоя										
	ВСт3сп	10	20К	09Г2	16ГС	09Г2С	10ХСНД	10ХГСН1Д	12МХ	12ХМ	10Х2М1
Сталь:											
08Х13	+	—	+	+	+	+	—	—	+	+	—
08Х18Н10Т	+	—	+	—	+	+	+	—	+	+	+
12Х18Н10Т	+	—	+	+	+	+	+	+	+	+	—
10Х17Н13М2Т	+	—	+	—	+	+	—	—	—	—	—
10Х17Н13М3Т	+	—	+	—	+	+	—	—	—	—	—
08Х17Н15М3Т	+	—	+	—	+	—	—	—	—	—	—
06ХН28МДТ	+	—	+	—	+	—	—	—	—	—	—
Монель НМЖМц 28-2,5-1,5	+	—	+	—	—	—	—	—	—	—	—
Никель НП-2	+	+	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Примечание. знак «+» — освоены промышленностью; знак «—» — серийно не выпускают.

23.28. Сортамент, мм

Общая толщина листа	Толщина коррозионно-стойкого слоя	Ширина	Длина
Листы с плакирующим слоем из стали 08Х13, 08Х18Н10Т, 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М3Т, 10Х17Н13М2Т			
4—5	1,0—1,5	1200—1600	4000—6000
6—7	1,5—2,0	1200—1600	4000—6000
8—14	2,0—3,0	1200—1700	4000—7100
16—20	2,5—3,5	1300—1700	4000—7000
22—26	3,0—4,0	1300—2800	3000—8600
28—30	3,5—5,0	1500—2800	3200—8600
32—60	4,0—6,0	1500—2800	3000—8100
Листы с плакирующим слоем из стали 08Х17Н15М3Т и 06ХН28МДТ			
8—14	2,0—3,0	1300—1700	4000—6500
16—20	2,5—3,5	1300—1700	4000—6000
22—26	3,0—4,0	1500—2800	3700—8400
28—30	3,5—5,0	1500—2800	3300—8200
32—40	4,0—6,0	1500—2800	3100—7200
Листы с плакирующим слоем из никеля НП-2 и монеля НМЖМц28-2,5-1,5			
8—14	2,0—3,0	1300—1700	4000—6500
16—20	2,5—3,5	1300—1700	4000—6000
22—24	3,0—4,0	1300—1700	4000—5000

возможностью снижения необходимой толщины стенки благодаря использованию основного слоя с более высоким пределом текучести;

значительной (до 70 %) экономией дефицитных и дорогостоящих металлов и сплавов.

Вместе с тем применение биметаллов в конструкциях требует учета следующих специфических особенностей, присущих плакированным металлическим материалам:

наличия исходного поля остаточных напряжений и взаимодействие их с полями напряжений от внешних сил и термических напряжений, обусловленных различием в коэффициентах термического расширения основного металла и плакирующего слоя;

образования зон концентрационной (химической), структурной и механической неоднородности вблизи границы раздела слоев и их изменение под влиянием технологических и эксплуатационных факторов;

уровня прочности сцепления слоев, определяющего совместность их работы в конструкции и сопротивление возникновению распространения трещин.

На характер образующихся переходных зон в биметаллах, на остаточную напряженность и уровень прочности сцепления слоев существенно влияет способ получения плакированных металлов. К наиболее распространенным способам изготовления биметаллов относятся:

прокатка (в том числе в вакууме) симметричных четырехслойных пакетов;

прокатка трехслойных пакетов;

прокатка несимметричных двухслойных пакетов;

комбинированное литье;

23.29. Механические свойства двухслойных листов с коррозионно-стойким плакирующим слоем

Марка стали основного слоя	Толщина листа, мм	Временное сопротивление, МПа	Предел текучести, МПа, не менее	Относительное удлинение, %, не менее	Ударная вязкость, МДж/м², при температуре, °С, не менее		
					+20	−40	−70
10	8—24	333	—	32	—	—	—
	4—20	372—480	245	26	0,8—0,7	—	—
ВСт3сп	21—40	372—480	235	25	0,5	—	—
	40	372—480	225	23	—	—	—
20К	8—20	402—509	245	25	0,6	—	—
	21—40	402—509	235	24	0,55	—	—
	41—60	402—509	225	23	0,5	—	—
09Г2	8—9	440	304	21	—	0,35	—
	10—20	440	304	21	—	0,3	—
	21—32	440	294	21	—	0,4	—
16ГС	8—9	490	323	21	0,6	0,4	0,3
	10—20	480	314	21	0,6	0,3	0,25
	21—32	470	294	21	0,6	0,3	0,25
	33—60	460	284	21	0,6	0,3	0,25
09Г2С	8—9	490	343	21	0,65	0,4	0,35
	10—20	470	323	21	0,6	0,35	0,3
	21—32	460	304	21	0,6	0,35	0,3
	33—60	450	284	21	0,6	0,35	0,3
12МХ	12—40	422	220	24	0,6	—	—
12МХ	30—60	440	235	19	0,8	—	—
10ХСНД	8—9	530	392	19	—	0,5	0,35
	10—15	530	392	19	—	0,4	0,3
	16—32	530	392	19	—	0,5	0,3
	33—40	510	392	19	—	0,5	0,3
10ХГСНМД	8—10	550	440	16	—	—	—
10Х2М1	30—60	440	235	19	0,8	—	—

литье с целью получения биметаллической заготовки с последующей прокаткой;

гидравлическое прессование плакированных профилей и труб;

сварка взрывом;

прокатка разнородных порошков и накатка порошков на полосу;

плакирование пайкой.

Многообразие способов изготовления биметаллов связано с широкой номенклатурой плакированных материалов. Наибольшее распространение, кроме биметаллов, указанных в табл. 23.27—23.29, в отечественной практике получили:

стали листовые двухслойные, полученные сваркой взрывом, с плакирующим слоем из титана ВТ1-0, меди М1, латуней Л062-1, Л63 и основным слоем из ВСт3сп, 16ГС, 09Г2С; общая толщина листов 20—100 мм, толщина плакирующего слоя 5—10 мм; биметалл применяют для изготовления сосудов давления и емкостей различного назначения;

стали листовые горяченакатные двухслойные коррозионно-стойкие толщиной 65—120 мм с плакирующим слоем из стали 08Х13, 08Х18Н10Т, 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т и основным слоем из сталей 20К, 16ГС, 09Г2С; биметалл используют для изготовления аппаратуры химических и нефтехимических производств;

стали листовые трехслойные коррозионностойкие, состоящие из стали 08 или 10, двусторонне плакированной сталями 08Х18Н10Т или 12Х18Н10Т; их используют для изготовления деталей сельхозмашин.

Для нужд электротехнической промышленности, радио- и электронной техники выпускают следующие виды плакированных материалов:

ленту триметалла (АЖН), представляющую собой ленту из стали 08кп, плакированную с одной стороны алюминиевым сплавом АКЖ (1,0—1,5 % Si, 0,1—0,7 % Fe, остальное Al), а с другой — никелем НП-2; толщина ленты 0,15—0,50 мм;

ленту стальную (сталь Ст08кп), односторонне плакированную (АЖА) сплавом АКЖ;

ленту из алюминия АД и АД1, плакированную медью М1; толщина ленты 1,5 мм;

ленту никелевую (НП-2), плакированную алюминием А5 или А6; толщина ленты 0,15—0,30 мм;

листы биметаллические из сплава АМг6, плакированные медью; толщина листов 2—3 мм;

листы и плиты, состоящие из основы — алюминиевого сплава АД0, двусторонние, плакированные медью М1; толщина листов 10—20 мм;

проволоку биметаллическую сталемедную для радиочастотных кабелей, авиапроводов и специальных импульсных микрокабелей;

трубы биметаллические волноводные с наружным слоем из углеродистой стали 20, плакированные внутри медью;

проволоку биметаллическую жаростойкую ЖБ-450 с сердечником из меди М1 и наружным слоем из 12Х18Н10Т; проволоку диаметром 0,2—0,58 мм используют для проводов и кабелей, работающих при температуре от —60 до +450 °С в течение длительного времени.

В автомобиле- и сельхозмашиностроении рекомендуется использование следующих видов биметаллов:

ленты из алюминиевого сплава АМц, плакированные с одной или двух сторон силумином (АМцАС и АМцПС), предназначенные для изготовления автомобильных радиаторов и различных теплообменников;

ленты сталебаббитовые, используемые как антифрикционный материал для изготовления вкладышей подшипников скольжения;

полосы биметаллические из стали Ст08кп, плакированные алюминиевым антифрикционным сплавом АСМ;

полосы биметаллические из стали Ст08кп, плакированные антифрикционным сплавом (5—7 % Sn, 0,7—1,3 % Ni, 0,7—1,3 % Cu, остальное Al);

трубы биметаллические для подшипников скольжения с наружным слоем из стали 10, плакированные изнутри бронзой БрОФ6,5—0,15; наружный диаметр труб 18,7—58,5 мм, толщина стенки 4,45—4,85 мм, толщина антифрикционного слоя 0,7—1,6 мм.

Для повышения эффективности использования металлов и сплавов в машиностроении целесообразно применять следующие биметаллы:

трубы биметаллические бесшовные с наружным слоем из стали 12ХН3А, 10 и 20 и внутренним из меди М3р; наружный диаметр 6—55 мм;

листы биметаллические из алюминиевого сплава АМг6, алюминиевой прослойки из сплава АД1 и стали 12Х18Н10Т; толщина биметалла 10—11 мм с равным соотношением толщин алюминиевого сплава и коррозионно-стойкой стали; используют для различных переходников;

ленты биметаллические из сплава АД1 и стали 12Х18Н10Т толщиной 2—4 мм, применяемые для изготовления посуды;

листы рифленые из дюралюмина Д1А двусторонние, плакированные тонким слоем чистого алюминия.

Одной из важных характеристик качества биметаллов является прочность сцепления слоев, оцениваемая специальными методами испытания (рис. 23.2).

Биметаллические материалы, используемые в особо ответственных конструкциях (атомное энергетическое машиностроение, ракетно-космические комплексы, химические аппараты и т. п.), целесообразно испытывать на вязкость разрушения (трещиностойкость), определяя критические значения коэффициентов интенсивности напряжений K_{Ic}, K_{IIc} и K_{IIIc}. В табл. 23.30 приведены рекомендуемые схемы нагружения, поправочные коэффициенты и границы применения различных форм образцов для испытаний биметаллов на трещиностойкость.

При производстве сварной биметаллической аппаратуры к выполнению сварных швов предъявляют особые требования — нужно соблюдать специальную форму разделки шва. Вначале сваривают основной металл с выбором режимов и присадочного материала, обеспечивающих общую прочность конструктивного элемента. Затем сваривают плакирующий слой с соблюдением требований по прочности и коррозионной стойкости. Особое

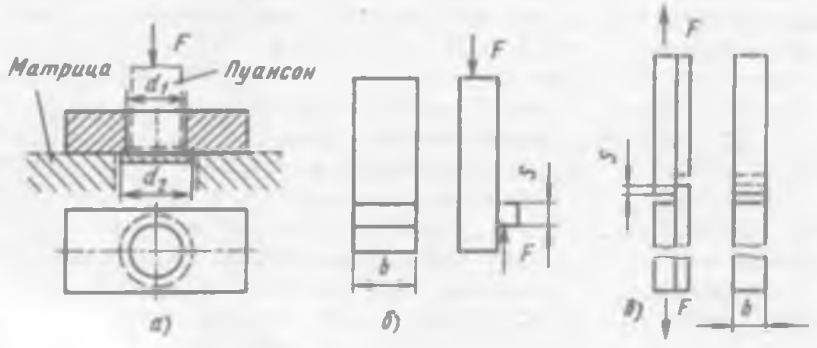
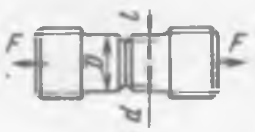
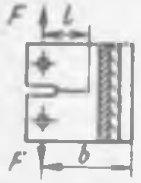
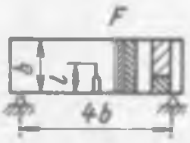
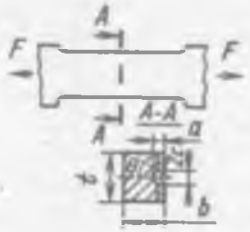
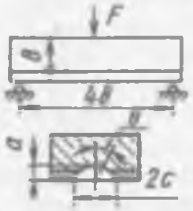


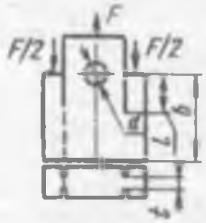
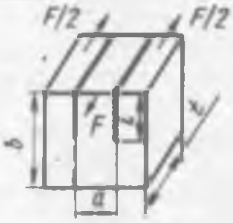
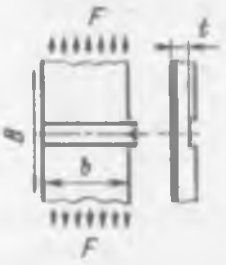
Рис. 23.2. Определение прочности сцепления сплавов в биметаллах:

а — на отрыв $\sigma_{отр} = 4F/\pi(d_2^2 - d_1^2)$; *б*, *в* — на срез плакирующего слоя $\tau_{ср} = F/bS$

23.30. Рекомендуемые формы образцов, схемы нагружения и формулы для вычисления коэффициентов интенсивности напряжений при испытаниях биметаллов на кратковременную трещиностойкость

Тип	Схема нагружения	Формула	Границы применения
1		$K_1=\frac{F}{t\sqrt{b}}Y_1;$ $Y_1=\sqrt{\lambda}\,[1{,}77+0{,}54\lambda-2{,}04\lambda^2+21{,}6\lambda^3],$ где $\lambda=l/b$	$0{,}1<\frac{l}{b}<0{,}6$
2		$K_1=\frac{F}{t\sqrt{b}}Y_2,$ $Y_2=0{,}7978\sqrt{d/D\,[1-(1-2l/D)\,d/D]}\times[1+\sqrt{1-6l/D}\,(D/d-1)]\times[1+2l/d-0{,}8012d/D]^{-1/2},$ где $\lambda=d/D;\quad b=l/d$	$0{,}2<\frac{d}{D}<0{,}6$
3		$K_1=\frac{F}{t\sqrt{b}}Y_3,$ $Y_3=\sqrt{\lambda}\,[29{,}6-185\lambda+655\lambda^2-1017\lambda^3+639\lambda^4],$ где $\lambda=l/b$	$0{,}2<\frac{l}{b}<0{,}7$
4		$K_1=\frac{F}{t\sqrt{b}}Y_4;$ $Y_4=6\sqrt{\lambda}\,[1{,}93-3{,}07\lambda+14{,}5\lambda^2-25{,}1\lambda^3+26{,}8\lambda^4]$ где $\lambda=l/b$	$0{,}1<\frac{l}{b}<0{,}6$
5		$K_1=\frac{F}{t\sqrt{b}}Y_5;$ $Y_5=\sqrt{\pi a/b}\,\frac{1{,}12-0{,}48\frac{a}{c}+0{,}13\left(\frac{2b}{\pi}\right)^3\frac{a}{c}\left(3\frac{a}{c}-2-\frac{a}{b}\right)}{1-\frac{c}{b}\times\left(1-0{,}75\frac{a}{c}\right)}$	$0<\frac{a}{c}<1;$ $0<\frac{a}{b}\leqslant 0{,}4$
6		$K_1=\frac{F}{t\sqrt{b}}Y_6;$ $Y_6=6{,}8\sqrt{\frac{a}{b}}\left[\frac{a}{c}\left(\frac{2b}{\pi}\right)^2\times\left(\frac{a}{b}-0{,}4+0{,}6\frac{a}{c}\right)+\frac{a}{c}\left(1-1{,}4\frac{a}{b}\right)+0{,}62\left(1-\frac{a}{c}\right)\sqrt{\frac{a}{b}}\times\sqrt{\left(1-\frac{a}{b}\right)^2-\left(1-\frac{a}{b}\right)^3}\right]$	$0<\frac{a}{b}<0{,}4$

Продолжение табл. 23.30

Тип	Схема нагружения	Формула	Границы применения
7		$K_{II}=\frac{F\sqrt{\pi l}}{2t(B-l)}Y_7$; $Y_7=3{,}12-6{,}88\lambda+5{,}89\lambda^2-2{,}58\lambda^3+1{,}26\lambda^4$, где $\lambda=l/b$	$0{,}3<\frac{l}{b}<0{,}9$
8		$K_{III}=\frac{F}{t\sqrt{a}}Y_8$; $Y_8=1{,}968-3{,}354\lambda-0{,}1825\omega+3{,}257\lambda^2+1{,}712\lambda\omega+0{,}0478\omega^2$, где $\lambda=l/b$; $\omega=a/b$	$0{,}2<\frac{l}{b}<0{,}7$
9		$K_c^0=\frac{0{,}9F\sqrt{\pi l_{cp}}}{b\sqrt{tL}}$	$0{,}1<\frac{l}{b}<0{,}8$

внимание следует обращать на возможность появления охрупченных зон в местах перемешивания наплавляемых металлов плакирующего слоя и основного материала. Для выявления наиболее опасных зон биметаллического сварного соединения ответственных конструкций при отработке технологических режимов сварки и термической обработки необходимо проводить испытания на трещиностойкость. Это позволит обоснованно подходить к определению видов и размеров допустимых дефектов, в надлежащем объеме применять эффективные неразрушающие методы контроля и диагностики (рентгеновские, ультразвуковые, акустико-эмиссионные и др.).

23.13. ПОРОШКОВЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Порошковые материалы изготовляют путем спекания с использованием методов порошковой металлургии (брикетирования порошков или пудры и последующего деформирования горячепрессованных брикетов путем ковки, прокатки и т. д., в том числе с пропиткой жидким металлом).

Порошковые материалы подразделяют на конструкционные, фрикционные и антифрикционные, твердые сплавы, материалы для электротехнических изделий и для фильтров. К конструкционным порошковым материалам, перспективным для использования в атомном энергетическом оборудовании, химических машинах и аппаратах, буровой технике, можно отнести *алюминиевые сплавы САП и САС*, широко применяемые для изготовления лопаток авиационных газовых турбин, поршней двигателей внутреннего сгорания, зубчатых колес и других деталей.

Сплавы САП и САС имеют более широкий температурный диапазон применения по сравнению с деформируемыми и литейными алюминиевыми сплавами.

Сплавы САП представляют собой смесь алюминиевой пудры с частичками 3—4 мкм и мелкого порошка Al_2O_3 в количестве 6—18 %. Смесь порошков прессуют и спекают при 580—600 °С на воздухе. Эти материалы хорошо свариваются и обрабатываются резанием, имеют высокую коррозионную стойкость. Их плотность близка к плотности алюминия (2,74 г/см^3). САПы имеют высокую теплопроводность. Термической обработкой САПы не упрочняются.

САП-1. Состав: 6—9 % Al_2O_3, Al — основа; при 20 °С $\sigma_в=280$ МПа, $\delta=60$; $E=$

$=74\,000$ МПа; при 500 °С $\sigma_в=70$ МПа, $\delta=1{,}5$ %.

Важнейшим свойством САП является повышенная жаропрочность по сравнению с обычными деформируемыми алюминиевыми сплавами.

САП-4. Состав: 17—20 % Al_2O_3, Al — основа; при 20 °С $\sigma_в=470$ МПа, $\delta=2{,}5$ %; при 500 °С $\sigma_в=130$ МПа, $\delta=1{,}2$ %.

Высокая жаропрочность САП объясняется наличием тонкой оксидной пленки на поверхности мелких частиц алюминиевого порошка. Недостатком САП является их хрупкость и большая чувствительность к надрезу. Сплав выпускают в виде прутков, полос, труб и профилей; применяют для изготовления деталей, кратковременно работающих при температуре до 700—900 °С и длительно работающих при температуре до 500 °С.

САС. Состав: 20—30 % Si, 5,7 % Ni, Al — основа; сплав выпускают в виде прутков, при 20 °С $\sigma_в=220\ldots240$ МПа, $\delta=5$ %. САС имеет низкую плотность и низкий коэффициент линейного расширения.

Другим классом металлокерамических материалов являются порошковые металлические *материалы на железной основе:* компактное железо (0,02—0,2 % С; 0,5 % — примеси; Fe — остальное) с $\sigma_в=190\ldots210$ МПа, $\delta=3{,}5\ldots5$ %; после деформирования на 60—70 % $\sigma_в=270\ldots290$ МПа, $\delta=6\ldots7$ %; компактная углеродистая сталь (0,3—0,8 % С; 0,5 % примеси, Fe — остальное) с $\sigma_в=300\ldots320$ МПа, $\delta=4\ldots6$ %; компактная коррозионно-стойкая сталь (0,2—0,5 % С; 12—18 % Ni; 6—8 % Cr; Fe — остальное), после деформирования на 60—70 % $\sigma_в=550\ldots600$ МПа, $\delta=15\ldots17$ %; железомедный сплав (0,1—0,3 % С; 5—15 % Cu; Fe — остальное); вакуумный легированный сплав (22 % Ni; 20 % Mo; Fe — остальное) с $\sigma_в=1000\ldots1050$ МПа, $\delta=6\ldots8$ %.

Порошковые материалы указанного класса рекомендуют для изготовления различных деталей машин и приборов (кулачки, втулки, штоки, шестерни, детали вакуумной аппаратуры).

Фрикционные порошковые материалы типа МФ можно эксплуатировать в условиях трения без смазочного материала при давлении до 200 МПа и скорости скольжения до 20 м/с в паре с чугунами СЧ18, ЧНМХ и др.

Высокие антифрикционные свойства порошковых материалов обеспечиваются благодаря наличию в их составе графита, сульфидов и других соединений, а также жидких смазочных материалов, заполняющих поры, что приводит к низкому коэффициенту трения и минимальному изнашиванию.

В специальных изделиях применяют порошковые сплавы высокой плотности (свыше 16,5 г/см^3) следующего состава: 5—15 % Co; 2—12 % Ni; до 10 % Cu; до 2 % Cr; W — остальное; $\sigma_в=750\ldots1000$ МПа, эксплуатируемые при 150—180 °С.

В элементах конструкций, работающих при 1000—1500 °С в течение длительного времени, используют *специальные порошковые материалы*, состоящие из сплавов карбидов или боридов тугоплавких металлов с металлами железной группы или тугоплавкими металлами; из сплавов металлов или твердых соединений с тугоплавкими окислами; из сплавов на основе тугоплавких металлов, например Mo с добавками Ti, Zr, Cu и др. Поскольку такие материалы окисляются начиная с 700 °С, на детали из них необходимо наносить защитные покрытия, в том числе керамические. Без покрытий могут работать детали из сплава графита и карбида кремния, в том числе с добавками карбида бора, нитрида кремния и небольшого количества свободного углерода.

В последнее время разработаны новые типы *конструкционных керамических материалов*, главным образом для использования в двигателях внутреннего сгорания. Эти материалы могут успешно конкурировать с порошковыми материалами. Они имеют плотность 2,4—2,5 г/см^3 и предел прочности при изгибе 130—230 МПа при использовании реакционного спекания. При использовании горячего изостатического прессования $\sigma_в=470$ МПа, причем трещиностойкость конструкционных керамических материалов невысока и составляет 3—10 МПа $\sqrt{м}$.

Для изготовления контактов в электротехнических изделиях применяют композиции из чистых металлов (W, Mo, Re, Cu, Ag и др.); из твердых растворов (W—Re, Cu—Cd, Ag—Cd и др.); из несплавляющихся металлов или металлов и неметаллов (W—Cu, Ag—Ni, Cu—C, Ag—CdO и др.). Перспективно использование биметаллических контактов, позволяющих сочетать рабочий слой из указанных выше композиций и основу из серебра или меди.

Неподвижные части скользящих электрических контактов изготовляют из порошковых медно-графитовых или бронзографитовых материалов, получаемых прессованием смеси порошков меди и графита с присадкой Pb, Sn и некоторых других элементов.

Порошковые материалы системы Fe—Ni—Al, а также *оксидные материалы из барие-*

23.31. Свойства спеченных твердых сплавов

Сплав	Химический состав, %			ρ, г/см³	$\sigma_{изг}$, МПа	HRA
	WC	Co	TiC			
ВК2	98	2	—	15—15,4	1000	90
ВК3	97	3	—	14—15,3	1100	82,5
ВК6	94	6	—	14,6—15,0	1200	88,5
ВК8	92	8	—	14,4—14,8	1600	87,5
ВК10	90	10	—	14,2—14,6	1650	87,0
ВК11	89	11	—	14,1—14,4	1800	86,0
ВК15	85	15	—	13,9—14,1	1800	86,0
Т5К10	85	9	6	12,4—13,1	1400	88,5
Т14К8	78	8	14	11,2—11,6	1250	89,5
Т15К6	79	6	15	11,0—11,7	1100	90,0
Т30К4	66	4	30	9,5—9,8	950	92,0
Т60К6	34	6	60	6,5—7,0	750	90,0

вого феррита используют в качестве постоянных магнитов. Магниты системы Fe—Ni—Al имеют $\sigma_в = 100 \ldots 150$ МПа, $\sigma_{сж} = 1200 \ldots 1500$ МПа, $\sigma_{изг} = 300 \ldots 400$ МПа; у магнитов из бариевых ферритов $\sigma_{изг} = 70 \ldots 110$ МПа.

К порошковым материалам относят также твердые сплавы, изготовляемые спеканием тугоплавких соединений с металлами железной группы. В табл. 23.31 приведены составы и свойства наиболее распространенных *спеченных твердых сплавов*.

Пористые материалы, изготовленные из порошковых материалов с гранулами сферической или несферической формы, используют в различных фильтрах, позволяющих очищать различные среды от примесей, имеющих размеры до 10 или 1—2 мкм.

23.14. НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ

Неметаллические материалы конструкционного назначения отличаются от металлических меньшей механической прочностью (более низкими значениями разрушающего напряжения сдвига, одноосного или всестороннего сжатия) и существенно меньшей плотностью. Их делят на природные и синтетические, которые могут быть как низкомолекулярными, так и высокомолекулярными (полимерными). Конструкционные неметаллические материалы могут находиться как в твердом, так и в жидком агрегатных состояниях. Эластичные полимерные материалы принято относить к системам, находящимся в структурно жидком состоянии. Они могут находиться в высокоэластичном или вязкотекущем релаксационных (а в случае действия механических полей деформационных) физических состояниях. Коррозионная и термическая стойкость, легкость, необходимая механическая и электрическая прочность (пробивное напряжение), а также химическая инертность и связанная с ней стабильность в различных условиях эксплуатации позволяют обеспечивать достаточно высокую надежность соответствующих деталей и элементов ответственных конструкций. Ниже указаны значения модуля упругости в зависимости от вида материала.

Для удовлетворения повышенным требованиям к неметаллическим материалам, применяющимся в современной технике, используют различные методы улучшения их свойств. Одним из них является физическая (или физико-химическая) модификация материалов. С целью упрочнения материалы термообрабатывают в средах инертных газов или маслах при различных режимах отжига (непрерывном, ступенчатом). Используют также лазерную обработку материалов (поверхностную и объемную), способствующую повышению статической, усталостной и динамической прочности. Направленного изменения состава, строения и структуры материалов достигают также посредством химической модификации известных веществ или путем получения новых многокомпонентных материалов и композиций.

Природные неорганические материалы. К ним относятся конструкционные материалы из каменных и других пород. Они являются самыми дешевыми конструкционными материалами, причем характеризуются достаточно высокими значениями прочности и долговечности. Важнейшие свойства некоторых природных неорганических материалов, находящих техническое применение, даны в табл. 23.32.

Асбест представляет собой природный неорганический тонковолокнистый материал, состоящий из силикатов (водных или безводных) магния либо из силикатов кальция и натрия. В нашей стране имеются крупнейшие

Материал	Графит (усы)	Стеклово-локно	Стекло-пластик	Льняные нитки	Нейлон	Резина	Термопласты	Стекло	Твердая древесина	Кожа
Модуль упругости, $E \times 10^{-1}$, МПа	2400	360	140	110	50	20	14	10	10	5

23.32. Свойства природных неорганических материалов

Материал	Плотность $d \cdot 10^{-3}$, кг/м³	Сопротивление сжатию, $\sigma_{сж} \cdot 10^{-5}$, Па
Графит	2,60—2,69	800—2700
Кварцевый порфир	2,59—2,67	1900—3500
Базальт	2,93—3,15	1000—5800

в мире месторождения наиболее важного для технического применения хризотил-асбеста ($3MgO \cdot 2SiO_2 \cdot 2H_2O$), который обладает высокой стойкостью против щелочей, но разрушается под действием кислот. При механической обработке он расщепляется на тонкие легкие, но весьма прочные (до 1000 МПа) волокна, которые характеризуются малой теплопроводностью и высокими электроизоляционными свойствами. В некоторых машиностроительных конструкциях асбест заменяется на экологически чистые материалы — углерод, базальтовые волокна и другие материалы.

Стеклокерамические материалы — поликристаллические материалы, образующиеся в результате контролируемой кристаллизации стекол. Для них характерно сочетание различных физических свойств, превосходящих аналогичные свойства и стекла, и керамики. В результате мелкой зернистости структуры, однородности состава и отсутствия пористости механическая прочность и электрическое сопротивление стеклокерамических материалов больше, чем у стекол и керамики по отдельности. Существенное влияние на формирование свойств стеклокерамик оказывает термообработка. При соответствующем подборе параметров процесса термообработки механическую прочность стеклокерамик можно увеличить до 250 МПа. Использование стеклокерамических материалов в машиностроении обусловлено их способностью свариваться с металлами и хорошим сопротивлением абразивному изнашиванию.

Наиболее распространенным *стекловолокнитом* является пресс-материал АГ-4. Благодаря хорошей технологичности он легко перерабатывается в изделия методами накатки, намотки и формования при низком давлении. Стекловолокниты применяют в машиностроительной и электротехнической промышленности для замены цветных металлов и сплавов, при которой происходит экономия материалов (вместо 3000 кг цветных металлов расходуется 1000 кг стекловолокнита).

Весьма распространенными в машиностроении и других областях техники стеклопластическими материалами являются *стеклотекстолиты*, получаемые горячим прессованием полотен стеклянной ткани, уложенных слоями и пропитанных фенолформальдегидными или эпоксидно-фенольными смолами. В некоторых стеклотекстолитах используют комбинацию полотнищ стеклянной и хлопчатобумажной тканей. Для стеклотекстолитов конструкционного назначения используют толстые (0,3 мм), а для электроизоляционных материалов тонкие (0,08 мм) стеклянные ткани. Наиболее распространен стеклотекстолит КАСТ-В (на основе фенолоформальдегидной смолы, модифицированной поливинилацеталем).

Примерами стекловолокнистых материалов являются: стекловата и анизотропные композиты АСИМ, АТИМС и АТМ-3. В трех последних стеклянные волокна расположены между слоями стеклоткани или стеклосетки, простеганной стеклонитями (маты). В еще более сложной композиции (АТИМСС) стекловолокна сочетаются с термореактивной смолой (стекловолокнистые звукоплиты), что приводит к увеличению поглощения. Стекловата, маты и плиты применяют для теплозвукоизоляции автомашин, железнодорожных вагонов и корпусов судов. Их также применяют для изоляции автоклавов, трубопроводов и холодильников промышленного и бытового назначения.

На основе неорганических стекол с достаточной степенью кристалличности получают *стеклокристаллические материалы* (ситаллы). По технологии получения и структуре они занимают положение между керамикой и стеклом (имеют мелкозернистую и однородную микрокристаллическую структуру). Изделия из ситаллов получают в результате плавления стекольной шихты с последующей кристаллизацией при охлаждении, а также методом спекания. Ситаллы подразделяют на три типа: термоситаллы, фотоситаллы и шлакоситаллы. В термоситаллах кристаллическая структура образуется лишь в результате повторной термообработки отформованных изделий. Фотоситаллы получают облучением стекла рентгеновскими или ультрафиолетовыми лучами с последующей его кристаллизацией при нагревании. Шлакоситаллы получают путем прогрева доменных шлаков с использованием в качестве катализаторов сульфатов, а для интенсификации процесса ситаллизации вводят соединения фтора. Плотность ситаллов 2400—2950 кг/м³, микротвердость 7000—10 500 МПа, тепло-

проводность 8,7—19,8 Дж/(м·с·К), коэффициент термического расширения 10^{-4}—10^{-5} $К^{-1}$, жаропрочность 1073—1473 К, ударная вязкость $(4,5—10,5)10^3$, $Н/м^2$, т. е. выше, чем у стекла (органического и неорганического).

Благодаря малому коэффициенту трении (~0,1) и хорошей износостойкости контртела и подшипники из ситалла могут работать без смазочного материала при повышенных температурах (до 1073 К).

Древесные материалы. Древесину, имеющую высокую удельную прочность и хорошую сопротивляемость вибрационно-ударным нагрузкам, широко применяют в разных отраслях промышленности в качестве конструкционного материала. Древесина имеет достаточно высокую химическую стойкость к действию газов, кислот, масел и солей. Для нее характерны малый коэффициент термического расширения и низкая теплопроводность, а также способность склеивания. Недостатками древесины являются отсутствие огнестойкости, низкая стойкость против грибковых заболеваний, гигроскопичность (определяющая нестабильность формы), структурная неоднородность (обусловливающая различие свойств у материалов не только разных пород, но и одной породы и даже по длине одного и того же ствола), анизотропия механических свойств и низкие значения модулей упругости. Свойства древесины разных пород при одинаковой влажности образцов, равной 15 %, даны в табл. 23.33.

Важнейшими свойствами древесины являются плотность (1540 кг/м³), пористость (от 30 до 80 %), гигроскопичность и влажность

23.33. Свойства древесины при влажности 15 %

Вид древесины (порода)	Объемная масса $\rho \cdot 10$, кг/м	Торцовая твердость $H \cdot 10$, МПа	Объемная плотность энергии $\times 10$, Дж/м	Модуль упругости при растяжении вдоль волокон $E \cdot 10^{-1}$, МПа	Временное сопротивление при растяжении вдоль волокон $\sigma_p \cdot 10^{-1}$, МПа
Сосна	0,51	2,62	0,20	1,17	10,09
Лиственница	0,68	4,03	0,27	1,45	12,27
Береза	0,64	4,23	0,45	1,51	16,10
Бук	0,68	5,56	0,39	1,49	11,78
Дуб	0,76	6,53	0,46	1,50	12,67
Осина	0,50	2,41	0,41	1,54	12,01

(стандартное ее значение равно 12 %), усушка и коробление, механическая прочность, теплопроводность (для сосны вдоль волокон она равна 0,35 Вт/(м·К)), стойкость к действию агрессивных сред (в кислой среде древесина начинает разрушаться при pH < 2).

Для количественной характеристики степени усушки древесины используют коэффициент K_y, определяемый на 1 % влажности с точностью 0,01 %.

$$K_y = У_{V_{max}}/w_{г.г.},$$

где $У_{V_{max}}$ — объемная усушка; $w_{г.г.}$ — предел гигроскопической влажности.

Объемную усушку древесины обычно рассчитывают без учета ее продольной усушки с точностью 0,1 % по эмпирической формуле

$$У_{V_{max}} = (ab - a_0 b_0)/ab,$$

где a и b — размеры поперечного сечения образца при влажности, соответствует пределу гигроскопичности; a_0 и b_0 — то же в абсолютно сухом состоянии.

При повышении влажности древесины ее механическая прочность уменьшается:

$$\sigma_{12} = \sigma_w [1 + \alpha (w - 12)],$$

где σ_{12} и σ_w — пределы прочности образцов соответственно при 12 %-й и фактической влажности в момент испытаний; α — коэффициент изменения прочности при изменении влажности на 1 %.

Временное сопротивление древесины с влажностью в момент испытания, равной или большей предела гигроскопической влажности, приводит к влажности 12 % согласно соотношению $\sigma_{12} = \sigma_w K_{12}$, где K_{12} — пересчетный коэффициент, имеющий разное значение для различных пород и видов их испытаний. Наибольшая плотность характерна для дуба (690 кг/м³) и бука (670 кг/м³). Наибольший коэффициент объемной усушки у березы (0,54 %). У нее же наибольшая прочность при растяжении вдоль волокон (168 МПа).

Текстильные материалы. Они подразделяются на: волокна, нити, ткани, трикотаж и нетканые композиции. Все они являются полимерными материалами. Волокна подразделяют на натуральные или природные (органические и неорганические) и химические (искусственные и синтетические). Искусственные волокна получают химической переработкой природных полимерных веществ (белка, целлюлозы). Синтетические волокна (высокомолекулярные вещества) получают путем синтеза низкомолекулярных углеводоро-

дов (бензола, пропилена, этилена). Природные и химические волокна перерабатывают в нити, которые подразделяют на мононити, комплексные нити и пряжу. Мононить представляет собой одиночное волокно большой длины, которое не делится без разрушения в продольном направлении. Комплексная нить состоит из нескольких элементарных нитей, соединенных склеиванием или скручиванием.

Нагруженные волокна бывают хлопковые, лубяные (льняное, пеньковое), шерстяные и шелковые.

Химические волокна подразделяются на вискозное, ацетатное, полиакрилонитрильное, поливинилхлоридное, полиэтиленовое, полипропиленовое, поливинилспиртовое, полиамидное и полиэфирное. Основными характеристиками волокон являются толщина, длина, прочность, деформируемость (растяжимость), гигроскопичность, термо-, водо- и светостойкость, а также инертность по отношению к биологическим и химическим воздействиям. Толщина текстильных волокон 5—60 мкм. Ввиду того, что поперечное сечение волокон не является строго цилиндрическим, их толщину измеряют относительными характеристиками: метрическим номером или тексом. Метрический номер N представляет собой отношение длины волокна L к его массе M, т. е. $N=L/M$, а 1 текс — это масса единицы длины волокна длиной в 1 км: $T=M/L$. Для перевода метрического номера в текс (или наоборот) используют следующие соотношения:

$$TN=1000,\ T=1000/N \text{ и } N=1000/T.$$

Механическая прочность текстильных волокон при их растяжении характеризуется разрывной нагрузкой $F_р$, Н, относительной разрывной нагрузкой $F_{от.р}$, Н/текс, и разрывным напряжением $\sigma_р$ (Н/м^2). Деформируемость текстильных волокон характеризуется их абсолютным ($\Delta L=L_1-L_2$) или относительным ($L_{отн}=\frac{L_1-L_0}{L_0}100\ \%$) удлинением.

Извитость текстильных волокон характеризуется количеством витков, приходящихся на 1 см длины. Гигроскопичность волокон характеризуется их абсолютной и относительной влажностью. Текстильные нити также характеризуются толщиной, прочностью и удлиняемостью, а кроме того, величиной крутки $K_ф$, т. е. количеством витков, приходящихся на 1 м нити, или коэффициентом крутки

$$\beta_к=K_ф\sqrt{T}/100.$$

Деформируемость нитей характеризуется их абсолютным удлинением ΔL, а их механическая прочность $P_н$ определяется относительной разрывной нагрузкой $F_{от.р}=P_н/T$.

Полотно текстильных тканей (трикотаж) образуется при взаимно перпендикулярном переплетении двух систем нитей. Нити, направленные вдоль ткани, называют основными или основой, а нити, направленные поперек ткани — уточными или утком. Переплетение нитей основы и утка осуществляют разными способами. Существуют простые (полотняное, саржевое, сатиновое, атласное), мелкоузорчатые (репсовые, креповые, шашечные) и сложные (ажурные, ворсовые, махровые, пикейные) переплетения.

Материалы на основе углерода. В природе имеются два стабильных изотопа углерода ^{12}C и ^{13}C. Существуют три кристаллических модификации углерода: две гексагональные (графит и лонсдейлит) и одна кубическая (алмаз). Лонсдейлит в земных условиях получается искусственно, а также найден в метеоритах. Большое техническое применение имеют алмаз и графит. Алмаз (от греч. — несокрушимый) представляет собой природный или синтетический монокристалл углерода с плотностью 3,51 г/см^3, низким коэффициентом термического расширения (10^{-6} К$^{-1}$) и высокой температурой плавления (3540 °С). Для него характерна уникальная твердость.

Синтетический алмаз получают из графита и углеродсодержащих веществ. Применяют алмаз для полировки и резки кристаллов, для измерения изменений температуры и в качестве кристаллических счетчиков (как детектор ядерных излучений). При обычных температурах углерод химически инертен, а при нагреве в воздушной среде сгорает, образуя окисел (CO) и двуокисел (CO_2), а также сажу (высокодисперсный продукт неполного сгорания). Сажа, или технический углерод, характеризуется средней плотностью 1,85 г/см^3 и диаметром сферических частиц — 10—40 нм, в частности, применяют в качестве наполнителей полимеров (пластмасс, резин).

При нормальных условиях (комнатной температуре и атмосферном давлении) стабильной модификацией углерода является графит, а метастабильной — алмаз. При высоких давлениях и температурах стабильной модификацией углерода становится алмаз. Графит по сравнению с алмазом имеет меньшую плотность и еще более высокую температуру плавления (3850 °С). Он хорошо проводит электрический ток, кислотостоек и

жаропрочен. Применяют в качестве эрозионно-стойких покрытий камер сгорания и сопел ракетных двигателей, а так же как замедлитель нейтронов в ядерных реакторах. Существенную роль играет углерод в процессах модификации природных и химических волокон (при их термической обработке в инертной среде) при получении высокопрочных и термостойких углеродных волокон.

Углеродные волокна являются уникальными материалами по значениям удельных модулей упругости и механической прочности. Их применяют в качестве армирующего наполнителя композиционных материалов для ответственных конструкций.

Полимерные материалы. Полимеры состоят из длинных цепей (макромолекул), представляющих собой последовательность одинаковых мономерных звеньев. Молекулярная масса полимеров, характеризующая длину их цепей, изменяется в широких пределах (от 5000 до 1 000 000), поэтому их свойства определяются не только химическим составом и строением макромолекул, но их взаимным расположением. Все полимеры подразделяют на природные, искусственные и синтетические. По термическому поведению различают термопластические и термореактивные полимеры. Свойства термопластиков при нагревании и охлаждении полностью обратимы. По своей структуре они могут быть некристаллическими, частично кристаллическими и кристаллическими. Кроме того, полимеры подразделяют на линейные, сеточные и сетчатые.

Другим видом полимеров являются термореактивные материалы, у которых при повышении температуры образуются поперечные химические связи, а при дальнейшем повышении температуры мгновенно разрушаются. В отличие от термопластов у термореактивных полимеров свойства необратимы.

Пластмассы и резины содержат различные ингредиенты (наполнители, пластификаторы, красители, стабилизаторы и др.). Полимерные материалы разных классов при радиационном облучении либо структурируются (например, поливинилхлорид), либо деструктируют (полиметилметакрилат и др.). Деструкция полимеров происходит также и при их абляции (унос массы с поверхности под действием агрессивных сред, потоков жидкости и теплоты), на которую влияет и структура полимеров.

Пластмассы и резины в зависимости от их назначения подразделяют на конструкционные, теплозащитные и теплоизоляционные, кислотно- и маслостойкие, антифрикционные и фрикционные, виброизолирующие и звукопоглощающие, электроизоляционные и электропроводящие. Часть их относится к пластмассам общего назначения (например, конструкционные), а другие являются специальными (например антифрикционные).

К достоинствам конструкционных материалов на основе пластмасс и резин следует отнести их высокую механическую и электрическую прочность, а к недостаткам — склонность к старению и сравнительно невысокие тепло- и термостойкость. Существенно отличаются по свойствам ненаполненные и наполненные пластмассы и резины, так как наполнители могут придать им совершенно иные свойства (например, неполярный полимерный диэлектрик после введения металлического наполнителя может стать электропроводящим).

Термопластические пластмассы применяют в технике и как ненаполненные, и как наполненные материалы. На формирование уровня физических свойств ненаполненных термопластов существенно влияют их химический состав (определяющий их полярность) и молекулярное строение (линейное, разветвленное), изменяющие процессы структурообразования, от которого зависят их механические свойства. Плотность термопластов меняется в пределах от 0,91 (у полиэтилена) до 2,3 г/см^3 (у фторлона-4). Обратно пропорционально этим значениям изменяются коэффициенты их термического расширения: $2{,}2 \cdot 10^{-4}$ K^{-1} у полиэтилена и $0{,}8 \cdot 10^{-4}$ K^{-1} у фторлона-4.

Следует отметить, что у термопластов с большей плотностью и меньшим коэффициентом термического расширения работоспособность сохраняется в наиболее широком интервале температур $\Delta T_р$. Например, у фторлона-3 $\Delta T_р = 320$ K, у фторлона-4 $\Delta T_р = 519$ K. При тех же значениях коэффициентов термического расширения ($0{,}8 \cdot 10^{-4}$ K^{-1}) у поликарбоната и полистирола их меньшая плотность (соответственно 1,2 и 1,1 г/см^3) определяет резкое сужение температурных интервалов работоспособности (у поликарбоната $\Delta T_р = 240$ K, а у полистирола $\Delta T_р = 100$ K).

Существенное значение при формировании эксплуатационных свойств термопластов имеет степень их структурной ориентации. Для ненаполненных термопластов предел прочности и удельная прочность после ориентации могут увеличиться в несколько раз. У наполненных термопластов имеет значение состояние наполнителей (неориентированное или ориентированное); прочностные харак

теристики термопластов с ориентированным наполнителем (волокнистым) в несколько раз больше, чем у материалов с неориентированным (порошкообразным) наполнителем.

Для ненаполненных термопластов улучшение эксплуатационных характеристик (ударной вязкости и термической стойкости) может быть достигнуто как химическим (привитой полимеризацией или сополимеризацией), так и физическим (двусторонней ориентацией во взаимно перпендикулярных направлениях) способами. Этой же цели можно добиться, изменяя технологию получения конструкционного полимерного материала. Так, триплексы получают склеиванием нескольких слоев полиметилметакрилата прозрачной бутиварной пленкой.

Важное значение для машиностроения имеют фторсодержащие полимеры (фторопласты 3 и 4), так как они практически не горят, обладают антифрикционными свойствами и являются хорошими диэлектриками. Для них характерны высокие ударная вязкость (0,1 МПа) и удельное объемное сопротивление (10^{16} Ом·м). Наиболее ценными свойствами обладает фторлон-4. Он стоек к действию кислот, щелочей и высоких температур, а при низких температурах не хрупок; так, его аморфная фаза находится в высокоэластическом состоянии и температура ее стеклования T_c значительно ниже (—120 °С), чем у других термопластов.

В отличие от неполярного фторлона-4, фторлон-3 полярен. У него хладотекучесть проявляется в меньшей мере, чем у фторлона-4. Хорошая пластичность фторлона-3 (имеющего степень кристалличности порядка 80—85 %) позволяет получать из него различные изделия. По своей химической стойкости он уступает фторлону-4, но более стоек к действию радиационных излучений. В технике используют и другие полярные термопласты: полиметилметакрилат (органическое стекло), поливинилхлорид, полиуретаны, полиамиды, поликарбонат, полиформальдегид, полиарилаты и полиэтилентерефталат. Плотность их существенно меньше, чем плотность фторлона-3 (2,16 г/см^3), но по температурному интервалу работоспособности (ΔT_p = 329 К) некоторые из них (в частности, полнарилат с ΔT_p = 350 К) даже его превосходят. По величине разрушающего напряжения при сжатии (130 МПа) и по электрической прочности ($E_{пр}$ = 26 кВ/мм), например, полиформальдегид в несколько раз превосходит фторлон-3. Важное значение для современной техники имеют термостойкие пластмассы: полиимиды, полибензимидазолы, полифениленоксиды и полисульфоны. Их термостойкость (рабочая температура достигает 400 – 600 °С) определяется чередованием фениленовых звеньев с гибкими амидными и сульфидными звеньями, а также наличием весьма устойчивых гетероциклов. Наибольшее значение в последнее время приобретает стойкий к радиационным излучениям полнимид, из которого изготовляют детали машин, обладающие антифрикционными свойствами.

Введение в термопласты различных наполнителей (асбеста, сажи, песка, органических и стеклянных волокон) существенно улучшает комплекс их физических свойств.

Термореактивные пластмассы. В них в качестве связующих используют смолы с высокими адгезионной способностью и теплостойкостью, а также со значительной химической стойкостью. Широко применяют кремнийорганические, фенолоформальдегидные и эпоксидные смолы и разные модификации полиэфиров. Пластмассы на кремнийорганическом силиконовом связующем выдерживают температуру до 370 °С, но из-за низкой полярности смолы их адгезия и механическая прочность оказываются меньшими, чем при использовании, например, полиэфирных и эпоксидных связующих, которые способны к отверждению не только при повышенных (это характерно и для фенолоформальдегидной смолы), но и при комнатных температурах. В термореактивных пластмассах в качестве наполнителей используют минеральные (графит, кварц, слюда, тальк) и органические (порошкообразная целлюлоза, древесная мука) порошки, а также стеклянные волокна и шарики.

В зависимости от вида наполнителей реактопласты подразделяют на компаунды, пресс-порошки, волокниты и сложные пластики (в них листы наполнителя связаны полимером). Слоистые пластики (асботекстолит, стеклотекстолит, гетинакс) являются анизотропными и обрабатываются резанием и штамповкой, а затем при сборке их соединяют с помощью крепежных деталей или склеивают. Наибольшее значение в технике имеет стеклотекстолит.

Стеклотекстолит — слоистый конструкционный материал, получаемый горячим прессованием стеклоткани, предварительно пропитанной органической или кремнийорганической смолой. Наиболее распространены стеклотекстолиты марок КАСТ-В, ЭФ32-301, СТ, СТУ, СКМ, СТК-41А, СТК-41Б, СТ-911а, ВФТ.С, ФН и др. Для них характерны низкая плотность (1,8 г/см^3) и достаточно

высокие жесткость и прочность вдоль волокон (500 МПа). По своим демпфирующим способностям стеклотекстолит превосходит стали, сплавы алюминия и сплавы титана.

Вследствие широкого диапазона физико-механических, теплофизических и электрических свойств стеклотекстолитов они получили распространение для изготовления различных деталей конструкционного электро- и радиотехнического назначения.

Термореактивные полимеры применяют для склеивания металлов, когда соединения работают на срез ($\sigma_в \approx 20$ МПа).

Пенопласты, поропласты и сотопласты. Термо- и реактопласты используют для получения газонаполненных пластмасс, которые представляют собой гетерогенные дисперсные системы, состоящие из твердой и газообразной (играющей роль наполнителя) фаз. Такая структура полимерных материалов определяет высокие звуко- и теплоизоляционные характеристики при их малой массе. Различают ячеистые пенопласты и губчатые поропласты. В пенопластах газообразные наполнители изолированы от окружающей среды и друг от друга тонкими слоями полимерного связующего. Поропласты имеют открытые структурные образования, поэтому газообразные включения свободно сообщаются друг с другом и с окружающей средой. Плотность пенопластов не превышает 0,2 г/см^3, замкнутоячеистая структура обеспечивает их высокие теплоизоляционные свойства [их теплопроводность не превышает 0,06 Дж/(м·с·К)] и плавучесть.

Пенопласты получают из термопластов: полистирола (пенополистирола), поливинилхлорида (пенополивинилхлорида) и реактопластов: фенолоформальдегидов (ФФ) и фенолокаучуков (ФК). На основе полиуретана делают самовспенивающийся пенополиуретан. Рабочую температуру пенопластов повышают до 250 °С введением алюминиевой пудры. Наиболее термостойкий пенопласт К-40 (на кремнийорганическом связующем) выдерживает температуру 300 °С. Поропласты, имеющие сообщающиеся поры, эластичны и обладают способностью к водопоглощению. Высокие теплоизоляционные свойства имеют сотопласты (стеклянные или угольные ткани, пропитанные фенолоформальдегидным или полиимидным связующими).

Резиновые материалы. Их основой являются эластомеры (натуральный или синтетические каучуки), которые хорошо растворяются в органических жидкостях. Как и пластики, эластомеры бывают неполярные и полярные. К неполярным эластомерам относятся натуральный и синтетический изопреновый каучук, бутилкаучук, бутадиенстирольный, бутадиеновый и полиуретановый каучуки. Полярными каучуками являются наирит (хлоропрен), полисульфидный и силиконовый каучуки, бутадиен-акрилонитрильные каучуки (с содержанием нитрилоакриловой кислоты 18, 26, 40 %), а также фторсодержащие каучуки СКФ-26 и СКФ-32.

Все эластомеры подразделяют на каучуки общего и специального назначения. К каучукам общего назначения относят неполярные и слабополярные каучуки НК, СКИ (изопреновый), СКБ, СКД (дивиниловый), СКС (стирольный). Их используют (после вулканизации и наполнения) для изготовления протекторов и шин. При использовании кристаллизующихся каучуков (имеющих стереорегулярное строение) получают технические резины повышенной прочности.

Для практического использования эластомеров их подвергают пространственному структурированию (поперечному сшиванию макромолекул), реализующемуся при серной (химической), термической или радиационной вулканизации. Вулканизацию в присутствии серы обычно проводят при 143 °С в течение нескольких или десятков минут. Термическую вулканизацию можно производить при более высоких температурах, но меньшее время, а радиационную вулканизацию реализуют в нормальных условиях (при комнатных температурах и атмосферном давлении). Получающиеся при этом продукты называют вулканизатами или ненаполненными эластомерами. Затем в них вводят ингредиенты (пластификаторы, наполнители, антиоксиданты или стабилизаторы, красители), получая наполненные эластомеры или технические резины. Основными ингредиентами являются наполнители, которые подразделяют на инертные (например, мел) и активные (сажа или технический углерод). Химическая активность наполнителя определяется степенью дисперсности его частиц и их сродством с данным каучуком. Каучуки и резины специального назначения имеют повышенные морозо- и теплостойкость, негорючесть, озоностойкость, а также стойкость к маслам (ограниченную набухаемость) и другим горюче-смазочным материалам. При введении в технические резины металлических наполнителей они приобретают электропроводящие свойства, что используется для изготовления антистатических и противообледенительных элементов конструкций.

Одним из важнейших показателей работоспособности резин является их морозо-

23.34. Характеристики резин общего назначения

Сажеенаполненные резины на основе разных каучуков (с ДГ-100 50 мас.ч)	Важнейшие физические характеристики				
	Плотность, г/см³	Температура стеклования, °С	Теплопроводность $\times 10^3$, Вт/(м·К)	Коэффициент линейного расширения $\cdot 10^4$, K^{-1}	Удельная электропроводность, $Ом^{-1} \cdot см^{-1}$
Бутадиеновый каучук (БК)	1,16	—60	180	1,3	$5{,}3 \cdot 10^{-4}$
Бутадиен-нитрильный каучук (СКН-26)	0,96	—42	185	1,4	$3{,}3 \cdot 10^{-10}$
Бутадиен-стирольный каучук (СКС-30)	1,14	—49	260	1,5	$9{,}1 \cdot 10^{-7}$
Натуральный каучук (НК)	0,98	—62	147	2,2	$52 \cdot 10^{-17}$

стойкость, характеризующая сохранение ими эластичности при низких температурах. Так как морозостойкость резин зависит и от скорости (частоты) внешних воздействий (при повышении частоты она закономерно уменьшается), наиболее эффективно ее оценивать по максимуму механических потерь, проявляющемуся в области их перехода из высокоэластичного в стеклообразное состояние.

Анализ экспериментальных данных показывает, что коэффициент морозостойкости $K_м$, представляющий собой отношение деформации резины при данной низкой температуре $\varepsilon_т$ к ее деформации при комнатной температуре ε_{20}, зависит от строения каучуков (их полярности) и от вида и соотношения ингредиентов. Значения коэффициента морозостойкости технических резин разных типов изменяется от 0,08 до 0,12, т. е. при расчетах может быть принято, что $K_м = \varepsilon_т/\varepsilon_{20} \approx 0{,}1$.

В машиностроении резины применяют для изготовления амортизаторов, звукоизолирующих, уплотнительных и фрикционных деталей, транспортных лент, клиновых ремней, а также шин автомобилей и воздушных судов. Кроме того, из резин изготавливают декоративные детали разных конфигураций, размеров и цветов, а также различные защитные изделия (от ионизирующих излучений, низких температур и отравляющих веществ). Существенное значение для эффективной эксплуатации резинотехнических изделий имеют их механические деформационные и прочностные свойства, а также твердость и стойкость к кратковременным ударным нагрузкам. Все эти свойства резин зависят от их плотности, отличающейся для разных каучуков. Зависят от плотности резин также их теплофизические и электрические свойства. Морозостойкость резин в основном определяется значением температуры их стеклования, которая характеризует область потери подвижности сегментов макромолекул каучуков. Указанные характеристики для наиболее распространенных резин общего назначения представлены в табл. 23.34.

23.15. КОМПОЗИЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Композиционные материалы (КМ) обладают уникальными физико-механическими свойствами: прочностью, долговечностью, инертностью к агрессивным средам они в 3—5 раз превосходят металлические материалы. Существенной особенностью конструкционных композиционных материалов является возможность создания их рациональной структуры, адекватной силовым и другим воздействиям на конструкцию или деталь, выполненную из КМ. При этом в ряде случаев существенно упрощается технология изготовления деталей машин и элементов конструкций, что позволяет экономить энергетические, трудовые и материальные ресурсы. Важными также являются эффекты снижения эксплуатационных расходов (экономия топлива, долговечность и частота ремонтных работ) [5].

В различных отраслях техники в настоящее время широко применяют конструкционные КМ на основе полимерных матриц, армированных высокопрочными и высокомодульными волокнами (углеродными, борными, органическими, стеклянными и керамическими), а также дискретными частицами (рублеными или короткими волокнами и микросферами) (первый класс). В некоторых конструкциях успешно используют сочетания (гибриды) различных волокон, ориентированных в соответствии с распределением сил и

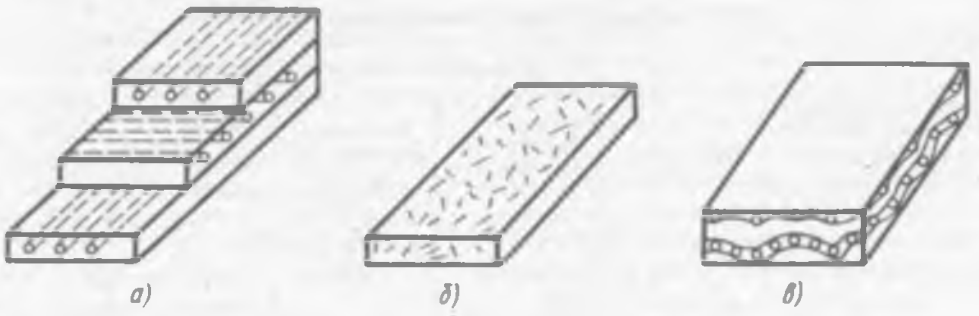


Рис. 23.3. Упрочнение (армирование) композиционных материалов:
а — волокнами; *б* — частицами (нитевидными кристаллами); *в* — тканями

других воздействий на несущую деталь или конструкцию. В зависимости от технологии введения армирующих волокон в матрицу применяют различные формы армирующих элементов: нити, жгуты, ленты и ткани, а также многомерно-плетеные изделия (рис. 23.3) [7].

Механические характеристики изделий из КМ зависят от доли волокон в них, их расположения и связи с матрицей и, безусловно, свойствами матричного вещества [37].

В первом приближении результирующие характеристики КМ могут быть определены по правилу смеси, например прочность КМ может быть оценена исходя из соотношения

$$\sigma_{к.м} = x\sigma_в + (1-x)\,\sigma_м,$$

где x — доля (объемная или массовая) волокна в КМ; $\sigma_в$ и $\sigma_м$ — временное сопротивление волокна и матрицы соответственно.

На рис. 23.4 представлен график изменения прочности КМ при изменении доли армирующих волокон, из которого следует, что армирование имеет смысл осуществлять в доли более x_1 [36].

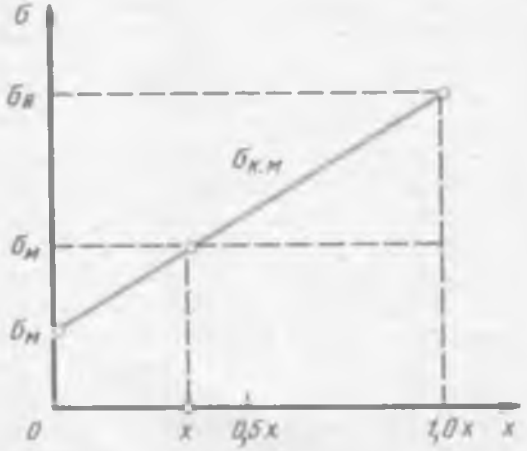


Рис. 23.4. Изменение временного сопротивления КМ в зависимости от изменения доли волокна в нем

Предельное значение доли x для различных геометрических форм армирующих элементов определяется плотностью упаковки. Например, для сферических элементов единого размера эта величина составляет 0,68. Если пользоваться сферами различного диаметра, то доля в 95 % может быть достигнута для частиц четырех радиусов в соотношении 1:7:40:320 при их соответствующих количествах в 6:10:25:59.

Другим классом высокопрочных КМ являются материалы на металлической матрице с армированием различными волокнами. Как и в первом случае, особые требования предъявляют к прочностным свойствам волокон, их термической стабильности и технологической совместимости с металлами. Основными волокнами для производства КМ на металлической матрице в настоящее время являются борные нити, углеродные волокна, нити из карбида кремния, оксида алюминия и тонкие проволоки из стали, бериллия, титана, вольфрама.

Ко второму классу следует отнести также естественно получаемые КМ на основе эвтектических сплавов, упрочняющими элементами в которых являются вытянутые в необходимом направлении частицы второй фазы (эвтектики, карбиды, нитриды и т. п.) при осуществлении строго контролируемого процесса направленной кристаллизации сплава. Сюда же можно отнести и КМ с армированием металлической матрицы дискретными частицами второй фазы (как правило, тугоплавкой и высокопрочной, например карбида и нитрида кремния, оксида алюминия и др.).

Третий класс КМ — материалы керамического типа (на основе оксидов, нитридов, карбидов и интерметаллидов), применение которых в элементах несущих конструкций машин еще пока ограничено, основным их преимуществом является тепло- и эрозионная стойкость при работе в виде покрытий и защитных слоев.

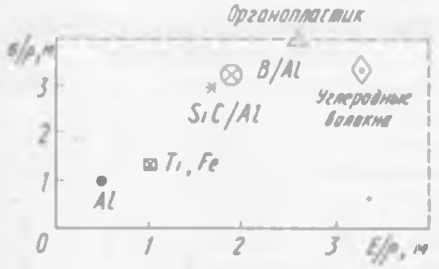


Рис. 23.5. Соотношение прочности и модуля упругости (жесткости) для различных металлов и композиционных материалов

Характерной особенностью КМ являются высокие значения прочности и жесткости, представляющих собой отношения сопротивления разрушению и модуля упругости к плотности КМ соответственно $\sigma_{к.м}/\rho g$ и $E_{к.м}/\rho g$, где ρ — плотность КМ, кг/м^3; g — гравитационная постоянная, м/с^2 (рис. 23.5).

Более подробные сведения о создании, производстве и применении высокопрочных КМ содержатся, в частности, в работах [5, 7, 33, 36, 37].

Основными типами стеклянных волокон, используемых для армирования современных конструкционных КМ, являются волокна из плавленого аморфного стекла, получаемого из двуокиси кремния (50—60 %), оксида алюминия (15—25 %), оксида кальция (от 20 до 0,1 %), оксидов калия, натрия и бора (от 1 до 10 %). Диаметр волокон составляет 10—15 мкм при плотности от 2,5 до 2,6 т/м^3 [29].

Основные характеристики стеклянных волокон приведены в табл. 23.35, в которой указаны также сравнительные данные по стеклянным волокнам, выпускаемым зарубежными фирмами.

Стеклянные волокна являются достаточно прочными, в то время как модуль их упругости находится на уровне алюминиевых сплавов

Стеклянные волокна, сформированные в нити и жгуты, можно хорошо перерабатывать в ткани различных толщины и способов плетения, что обеспечивает широкие возможности армирования полимеров и изготовления гибридных тканей с другими типами волокон.

Из широкого набора волокон органического класса, таких, как нейлон, капрон, полиэтилен, наиболее интересными и практически используемыми в качестве армирующих элементов для КМ являются волокна арамидного класса, например волокна типа «Кевлар» (США) [37]. Термообработка вытянутых волокон улучшает ориентировку доменов, благодаря которой модуль упругости вдоль волокна может достигать 150 ГПа. Прочность таких волокон достигает 4,5 ГПа при максимальном удлинении 4 %. В нашей стране выпускают аналогичные волокна марки СВМ. По уровню прочности эти волокна являются наилучшими среди армирующих материалов, поскольку их плотность составляет всего 1450 кг/м^3.

23.35. Основные характеристики стеклянных волокон

Характеристика	Магнийалюмосиликатное (15 % MgO) (СНГ)	Алюмоборосиликатное, Е-тип (СНГ)	Е-тип (США)	S-тип (США)
Плотность, кг/м^3	2620	2500	2600	2490
Диаметр волокон, мкм	9	11	9	9
Модуль упругости при растяжении, ГПа	95	85	72	87
Прочность при растяжении, ГПа	5,9	3,7	3,45	4,6
Удлинение при разрыве, %	3,5	3,8	4,8	5,2
Диэлектрическая постоянная при 10^{-10} Гц	6,4	5,3	6,1	5,2
Коэффициент термического расширения $\times 10^6$, К$^{-1}$	4,3	5,1	5	5,6
Максимальная рабочая температура, °С	650	600	600	760

В табл. 23.36 представлены основные характеристики органических волокон.

Из волокон изготавливают жгуты, ткани и объемные плетеные структуры. При сжатии волокон «Кевлар» и СВМ предельная деформация не превышает 0,5 %, что связано с вращением амидной связи «углерод — азот», склонной к образованию сбросов с углом 45° вдоль волокна. Это свойство обеспечивает значительное поглощение энергии при динамическом нагружении (ударе).

Наиболее широкое применение нашли КМ с армированием полимерной матрицы угле-

23.36. Основные характеристики органических волокон

Характеристика	СВМ	«Кевлар-29» (США)	«Кевлар-49» (США)
Плотность, кг/м³	1500	1440	1440
Диаметр волокон, мкм	12	13	16
Модуль упругости при растяжении, ГПа	13,3	62	131
Прочность при растяжении, ГПа	3,7	3,8	4,1
Удлинение при разрыве, %	2,8	4,0	3,3

родными (графитовыми) волокнами, что обеспечивает высокие значения модуля упругости при растяжении (в среднем 350—500 ГПа) и временного сопротивления при растяжении (4,0—5,0 ГПа, для опытных партий эти значения достигают 6,0 ГПа) и плотности 1660 кг/м³.

Углеродные волокна получают путем последовательных операций пиролиза и карбонизации (графитации) исходных волокон из полиакрилонитрила, гидратцеллюлозы либо нефтяного или каменноугольного пека. Ориентация структуры обеспечивает высокие значения прочности и модуля упругости при малой плотности, а также высокую термическую и химическую стабильность механических характеристик волокна. Весьма важными являются также такие свойства углеродных волокон, как значительная электро- и теплопроводность, малый коэффициент термического расширения, возможность переработки в ткани и объемные плетеные структуры [36].

Волокна, карбонизированные при температуре 1500 °С, обладают высокой прочностью и средним модулем упругости, в то время как волокна, графитизированные при температуре 2500—3000 °С, обладают средней прочностью и очень высокими значениями модуля упругости. В табл. 23.37 указаны основные характеристики углеродных волокон отечественного и зарубежного производства.

Волокна выпускают также со специальными поверхностными покрытиями для повышения адгезии (карбид кремния) или увеличения электропроводности (никель, медь).

Среди волокон, обладающих наивысшими значениями модуля упругости и прочности, наибольшее применение находят **волокна**

23.37. Основные характеристики углеродных волокон

Характеристика	Высокопрочные (СНГ)	Высокомодульные (СНГ)	Высокопрочные (США)	Высокомодульные (США)
Плотность, кг/м³	1600	1800	1700	1900
Диаметр волокна, мкм	8	8	7	8
Модуль упругости при растяжении, ГПа	24,0	48,0	25,0	50,0
Прочность при растяжении, ГПа	3,5	2,6	3,5	2,0
Удлинение, %	1,4	0,8	1,4	0,7
Сопротивление, Ом, на длине 1 м	18	10	18	9
Рабочая температура, °С	100—1800		100—2000	

(нити) бора, карбида кремния, оксида алюминия и оксида кремния (кварца), а также волокна из плавленого базальта [38]. Эти волокна имеют большую плотность, по сравнению с органическими и углеродными волокнами, но их термостойкость и термопрочность приближаются к углеродным волокнам.

Волокна бора получают путем осаждения бора на нагретую до 1300—1500 °С пропусканием тока подложку (вольфрамовая нить диаметром 10 мкм или углеродная нить 15 мкм) из газовой смеси тетрахлорида бора и водорода.

В некоторых случаях при производстве волокон карбида кремния используют тот же принцип осаждения карбида кремния из смеси газов (метилтрихлорсилана и метилгидрогендихлорсилана с водородом) на непрерывно проходящую нагретую нить вольфрама [33].

Новый процесс производства волокон карбида кремния заключается в пиролизе карбоксилановых нитей при температуре около 1300 °С в инертной среде, в результате которого получают волокна β-карбида кремния с некоторой долей углерода. Эти волокна имеют меньший диаметр и значительно дешевле волокон на подложке.

Волокна оксида алюминия (поликристаллический α — Al_2O_3) обладают весьма высокими значениями модуля упругости и средней прочностью. Однако их достоинство состоит в том, что они термопрочны вплоть до температуры 1600 °С. Волокна оксида алюминия производят путем спекания при высокой тем-

23.38. Термопрочность базальтовых и стеклянных волокон

Температура, °С	Базальтовое волокно		Стеклянное волокно	
	σ, ГПа	Снижение прочности, %	σ, ГПа	Снижение прочности, %
20	2,14	100	2,75	100
300	1,78	83,2	2,14	78
500	1,00	46,8	0,96	35
700	0,4	18,6	0,52	19

вых, экономических и энергоемкостных характеристиках КМ. Существенное значение имеют характеристики совместимости матриц и армирующих элементов.

Наиболее распространенными материалами матриц являются эпоксидные, фенольные, полиуретановые, полиамидные смолы благодаря их относительно малой плотности, низкой температуре полимеризации, высокой прочности и жесткости, а также удовлетворительным адгезионным характеристикам относительно основных видов армирующих волокон, хорошим технологическим показателям [12]. На этой основе в каждом конкрет-

23.39. Характеристики высокотемпературных волокон

Характеристика	Кварц (США)	Кварц (СНГ)	Базальтовые волокна (СНГ)	$\alpha-Al_2O_3$		SiC-волокна на подложке		Волокна Бора	
				СНГ	США	СНГ	США	СНГ	США
Плотность, кг/м³	2200	2300	2000	3600	3950	2900	3000	2400	2400
Диаметр волокна, мкм	10	2	12	18	20	140	140	140	140
Модуль упругости при растяжении, ГПа	69	75	65	300	377	390	430	450	500
Прочность при растяжении, ГПа	0,9	1,2	2,4	1,6	1,4	2,3	2,4	4,0	4,5
Удлинение, %	1,3	1,6	2,8	0,3	0,36	0,55	0,56	0,5	0,6
Максимальная температура использования, °С	900	1050	700	1500	1600	450	1150	600	600

пературе влажных заготовок (непрерывных нитей), экструдированных из смеси мелкодисперсных порошков Al_2O_3 с водой или другим увлажнителем. Аналогичным путем получают волокна смеси оксида алюминия и оксида кремния либо оксида кремния.

Разработана технология и налажено производство волокон из расплава базальта. Эти волокна обладают некоторыми преимуществами перед стеклянными и оксидными волокнами (табл. 23.38), основное их преимущество — низкая стоимость. Сравнительные характеристики высокотемпературных волокон, используемых для армирования полимерных, металлических и керамических КМ, приведены в табл. 23.39.

Получение КМ на полимерных матрицах требует обоснованного выбора как типа и структурных форм армирующих элементов (нитей, жгутов, тканей и др.), так и типов самих полимеров. При этом учитывают условия службы полимерного КМ в реальном изделии (уровень температурно-силового нагружения, временной режим и влияние окружающей среды), а также данные о технологичности и экологической чистоте, массо-

ном случае выбирают матричные и армирующие элементы КМ. Реальные объемные или массовые доли армирования определяют с учетом многих факторов: схемы нагружения, возникающей пористости, контактов волокон между собой, их изгибов и др.

На рис. 23.6 представлены зависимости прочности и модуля реальных стеклопластиков от доли армирования волокнами. В табл. 23.40 приведены основные характеристики некоторых полимерных материалов, используемых в качестве матриц КМ.

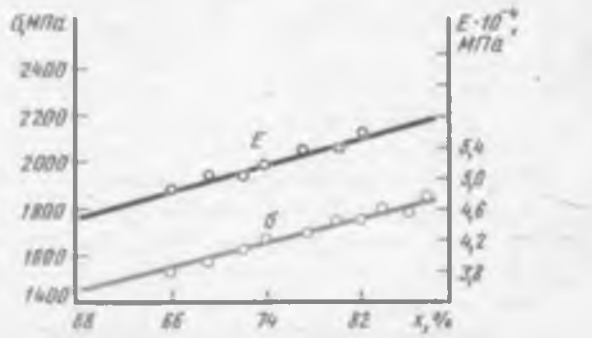


Рис. 23.6. Изменение прочности σ и модуля упругости E однонаправленных стеклопластиков при различной доле x стекловолокна

23.40. Основные характеристики полимерных материалов

Характеристика	Эпоксидная смола ЭДТ-20 и К-38-1	Эпоксиамин + эпоксирезорцин (СНГ)	Эпоксидная смола 5208 (США)	Бисмалеимидная смола (США)	Полиамидная смола 600 (США)
Плотность, кг/м^3	1250	1280	1260	1350	1310
Модуль упругости при растяжении, ГПа	3,6	3,8	3,9	3,0	3,0
Прочность при растяжении, ГПа	0,42	0,4	0,05	0,094	0,083
Предельная деформация, %	4,8	5,0	1,4	3,0	2,0
Температура полимеризации, °С	190	180	238	310	250
Предельная температура использования, °С	240	220	177	250	370

Для **армирования КМ с металлической матрицей** используют волокна углерода, бора, карбида кремния, окиси алюминия, металлические проволоки, т. е. волокна неорганического типа (см. табл. 23.39), способные выдерживать высокие служебные и технологические температурные воздействия. Основными металлическими материалами, применяемыми в качестве матриц КМ, являются алюминий и его сплавы, магниевые и титановые сплавы, никелевые сплавы. Для обеспечения достаточного сцепления волокон с матрицей, а также для предотвращения избыточного физико-химического взаимодействия между ними на волокна наносят тонкие барьерные слои карбидов, нитридов и окислов различных элементов.

Свойства КМ на полимерной и металлической матрице, армированных различными волокнами, представлены в табл. 23.41—23.42. Основные характеристики стеклопластиков равновесного (1:1) восьмислойного (0°, 90°) сложения с последовательной укладкой 0°, 90°; 0°, 90°; 0°, 90° и т. д. в панелях на эпоксидном связующем приведены в табл. 23.41.

23.41. Характеристики стеклопластиков

Характеристика	Тип волокон ($x = 0{,}69$)	
	S (США)	ВМ-1 (СНГ)
Модуль упругости при растяжении вдоль арматуры, ГПа	31,0	58,0
Коэффициент Пуассона	0,26	0,24
Модуль межслойного сдвига, ГПа	4,0	5,0
Предельное удлинение при растяжении, %	2,8	2,0
Прочность при растяжении, ГПа	1,98	2,2
Плотность, кг/м^3	1880	2000

23.42. Характеристики полуфабрикатов в виде лент с однонаправленной, однослойной укладкой волокон, пропитанных смолой

Марка углепластика	Ширина, мм	Толщина монослоя в углепластике, мм
КМУ-ЛР	20—1000	$0{,}13 \pm 0{,}02$
КМУ-ЛТ	300 ± 7	
КМУ-ЛТК	450 ± 7	$0{,}25 \pm 0{,}01$
	600 ± 7	
КМУ-Т	900 ± 7	$0{,}20 \pm 0{,}01$

23.43. Характеристика углепластиков при $T = 20$ °С

Характеристика	КМУ-ЛР (0°)	КМУ-ЛТ (0°)	КМУ-ЛТК (0°)	КМУ-Т (0°, 90°)
Предел прочности, ГПа:				
при растяжении	1,50	1,35	1,15	0,60
при сжатии	1,20	1,00	0,80	0,60
при сдвиге	0,085	0,078	0,075	0,078
Модуль упругости при растяжении, ГПа	14,0	12,5	12,5	6,7
Ударная вязкость, Н·см/см^2	1500	1500	1600	800
Критический коэффициент интенсивности напряжения, Н/мм$^{3/2}$	2000	2200	3000	1500

Основные характеристики полуфабрикатов (табл. 23.42) и КМ (табл. 23.43) на основе углеродных волокон: углепластики КМУ-ЛР, КМУ-ЛТ, КМУ-ЛТК, КМУ-Т указаны ниже.

Характеристики органопластиков на эпоксидной матрице приведены в табл. 23.44, а характеристики конструкционных металлических и композиционных материалов на полимерной основе — в табл. 23.45.

Если рассмотреть удельные механические характеристики КМ для применения в конструкциях, работающих при умеренно повышенных температурах, то наиболее перспективными для них следует считать матричные элементы на основе легких металлов (Al, Mg, Ti). КМ на основе этих металлов и их сплавов с армирующими волокнами из углерода, бора, карбида кремния и окиси алюминия имеют характеристики в 1,5—3 раза (по удельным значениям в 2—5 раз) более высокие (по сравнению со свойствами материала матрицы) в зависимости от объемной доли способа введения армирующих волокон.

Армирование дисперсными частицами упрочняющих фаз позволяет получать более однородные (изотропные) КМ по свойствам, однако эффект упрочнения в этом случае в 2—3 раза слабее. Общее представление о свойствах КМ на металлических и других матрицах дает диаграмма, приведенная на рис. 23.7.

Применение КМ на металлической матрице для высокотемпературных деталей и конструкций оказывается наиболее эффективным при использовании изделий из КМ, получаемых направленной кристаллизацией эвтектических сплавов. Существенно, что направленно закристаллизованные сплавы (с эвтектическими фазами-упрочнителями) позволяют поднять рабочую температуру изделий на 100—150 °С по сравнению с температурой для изделий из поликристаллических сплавов того же состава [15].

Наибольшее распространение для этих целей получили сплавы типа «Котак» и «Нитак» и их аналоги (на кобальтовой и никелевой основе с основной «армирующей» фазой из карбида тантала). В состав этих сплавов наряду с основным металлом вводят добавки хрома, алюминия, ниобия, тантала, вольфрама, ванадия, рения, молибдена и углерода в количествах от нескольких процентов до десятых долей процента. Перспективными являются никелевые жаропрочные сплавы типа $\gamma/\gamma' - \alpha$ и $\gamma/\gamma' - \delta$; некоторые механические характеристики этих КМ приведены в табл. 23.46.

В новых углерод-углеродных материалах для высокотемпературного применения использовано трехмерное и многомерное армирование на основе объемного плетения ос-

23.44. Основные характеристики органопластиков

Характеристика	Волокна СВМ	Волокна «Кевлар-49»
Плотность, кг/м³	140	138
Модуль упругости при растяжении, ГПа	7,7	8,6
Прочность при растяжении, ГПа	1,4	1,5

23.45. Характеристики конструкционных металлических и композиционных материалов на полимерной основе

Материал	Плотность, кг/м³	При растяжении		Прочность, м	Жесткость, м
		Прочность, ГПа	Модуль упругости, ГПа		
Сталь	7800	1,55	21	199,0	2600
Титан	4500	1,25	11	278,0	2500
Алюминий	2600	0,55	6,7	212,0	2600
Магний	1740	0,28	4,5	161,0	2600
Бороластик	1900	1,45	23	758,0	12200
Углепластик	1550	1,40	12,6	903,0	8100
Кевларопластик	1360	1,30	8,4	936,0	6200

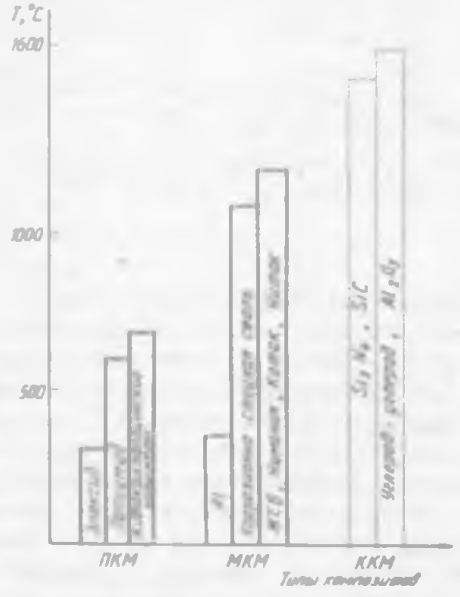


Рис. 23.7. Области рабочих температур для композиционных материалов

23.46. Свойства эвтектических жаропрочных сплавов второго поколения, полученных направленной кристаллизацией [по данным НИЦ Льюиса (НАСА)]

Характеристика	ЖС6К ($\gamma/\gamma'-\delta$)	«Нитак-13»	MAR M ($\gamma/\gamma'-\alpha$)	«Нитак-3-П6А»	$\gamma-\beta$	«Котак-74»
Плотность, кг/м^3	8580	8719	8497	8580	8027	8580
Температура плавления, °С	1271	1349	1310	—	1371	1330
Потенциальная рабочая температура, °С*	1000	1005	1015	1030	1150	—
100-часовая длительная прочность при сдвиге при 760 °С, МПа	176	—	224	—	173	347
Удлинение при растяжении в поперечном направлении при 760 °С, %	0,5	3	5	—	1	2
Сопротивление окислению и горячей коррозии	Плохое	Плохое	Хорошее	Хорошее	Отличное	Хорошее

* Основная рабочая температура изделий из сплава MAR-M-200 + гафний, полученных направленной кристаллизацией, равна 960 °С.

новы изделия из углеродных волокон. Прочность таких изделий определяется объемной долей и видом плетения волокон, а также сопротивлением внешним воздействиям матрицы из углеродистой стали (ее пористостью, степенью графитизации).

Композиционный материал «углерод-углерод» обладает свойствами монолитного графита и одновременно свойствами волокнистых композиционных материалов.

Основные характеристики КМ «углерод-углерод» типа КУП приведены ниже:

Плотность, кг/м^3	1850
Предел прочности, ГПа:	
при изгибе	0,10
при сжатии	0,9
при сдвиге	0,2
при растяжении	0,35
Теплопроводность, Вт/(м·К)	25
Коэффициент теплового расширения при температуре 20—2000 °С, °С$^{-1}$	$(3\ldots5)\times10^{-6}$

Достоинства КМ «углерод-углерод» следующие: высокая теплостойкость, химическая инертность, стойкость к тепловому удару и жесткому облучению, высокие прочностные характеристики и малая плотность. Этот материал, используемый в орбитальных космических аппаратах, рекомендуется применять в авиационной промышленности для создания конструкций, работающих при высоких температурах, в металлургической и химической промышленности для футеровки печей и ванн. КМ «углерод-углерод» используют также в качестве фрикционного материала, содержащего углеродный волокнистый наполнитель и пеково связующее.

Защиту от окисления обеспечивают нанесением высокоэффективных покрытий из SiC. Варьирование характеристик материалов достигается путем изменения схем армирования углеродными волокнами или тканями. Этот материал по сравнению с порошковыми позволяет увеличить ресурс работы тормозных устройств в 2—3 раза. Основные характеристики материала указаны ниже:

Плотность, кг/м^3	1700 до 1850
Предел прочности, МПа:	
при сжатии	100 . . . 200
при изгибе	80 . . . 200
при сдвиге	5 . . . 20
Теплопроводность, Вт/(м·К)	35 . . . 100
Коэффициент линейного расширения при температуре 20—600 °С, °С$^{-1}$	$(0{,}7\ldots1{,}5)\times10^{-6}$

Ниже даны эксплуатационные характеристики КМ «углерод-углерод» для изготовления тормозов:

Теплоемкость, Дж/(г·К)	1,717
Давление на поверхности трения (допустимое), МПа	147
Коэффициент трения	0,25—0,4
Энергонагруженность, Дж/кг:	
эксплуатационная	$(7\ldots12)\,10^5$
аварийная	$(2\ldots60)\,10^6$
Максимальная эксплуатационная температура (объемная), °С	1200

В качестве армирующего элемента полимерных КМ используют также базальтовое волокно, запас сырья для производства которого практически неограничен.

Высокие теплофизические, химические и механические свойства базальтовых волокон обусловливают перспективность применения базальтопластиков в различных отраслях народного хозяйства.

Расширение масштабов использования КМ всех типов в изделиях машиностроения — эффективный путь снижения металлоемкости конструкций. Например, замена металлических деталей на детали из КМ (углепластик) в автомобилестроении позволяет экономить до 800 тыс. т металла в год. Внедрение КМ в конструкциях сельскохозяйственной техники, строительных конструкциях и робототехнических системах [16] позволяет существенно снизить их массу и технологические затраты при изготовлении.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Альперин В. И.** Конструкционные стеклопластики. М.: Химия, 1979. 120 с.
2. **Анурьев В. И., Калашников Ф. Ф., Масленников И. М.** Справочник конструктора-машиностроителя. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1982. 687 с.
3. **Биметаллические** материалы/М. И Чепурко, В. Я. Остренко, Л. Я. Глускин. Л.: Судостроение, 1984. 272 с.
4. **Бокий П. Я.** Механические свойства силикатных стекол. Л.: Наука, 1970. 36 с.
5. **Болотин В. В.** Влияние технологических факторов на механическую надежность конструкций из композитов//Механика полимеров. 1972. № 3. С. 529—540.
6. **Буров А. К., Андреевская Г. А.** Высокопрочные стеклопластики. М.: Изд-во АН СССР, 1958. 150 с.
7. **Ванин Г. А.** Микромеханика композиционных материалов. Киев: Наукова думка, 1985. 304 с.
8. **Васильева А. Г.** Деформационное упрочнение закаленных конструкционных сталей. М.: Машиностроение, 1981. 231 с.
9. **Васютин А. Н.** О критериях прочности материала при наличии коротких трещин//Физико-химическая механика материалов. 1988. № 3. С. 68—75.
10. **Голованенко С. А., Меандров Л. В.** Производство биметаллов. М.: Металлургия, 1966. 304 с.
11. **Гуль В. Е.** Электропроводящие полимерные материалы. М.: Химия, 1968.95 с.
12. **Гуняев Г. М.** Структура и свойства полимерных волокнистых композитов. М.: Химия, 1981. 232 с.
13. **Дубинин Г. Н., Тананов А. И.** Авиационное материаловедение. М.: Машиностроение, 1988. 320 с.
14. **Зеленев Ю. В.** Виброзащита радиоэлектронной аппаратуры полимерными компаундами. М.: Радио и связь, 1984. 120 с.
15. **Жаропрочность** литейных никелевых сплавов и защита их от окисления/Под ред. Б. Е. Патона. Киев: Наукова думка, 1987. 258 с.
16. **Ивлев В. М., Лютцау В. Г.** Использование композиционных материалов для улучшения характеристик роботов с пневмоприводами//Проблемы машиностроения и автоматизации. 1987. Вып. 17. С. 33—39.
17. **Ковчик С. Е., Морозов Е. М.** Механика разрушения и прочность материалов: Справочное пособие. Т. 3/Под ред. акад. АН УССР В. В. Панасюка. Киев: Наукова думка, 1988. 435 с.
18. **Структура** и свойства композиционных материалов/К. И. Портной, С. Е. Салибеков, И. Л. Светлов, В. М. Чубаров. М.: Машиностроение, 1979. 255 с.
19. **Козлов Ю. С.** Материаловедение. М.: Высшая школа, 1983. 80 с.
20. **Липатов Ю. С.** Физическая химия наполненных полимеров. М.: Химия, 1977.
21. **Машиностроительные** материалы: Краткий справочник/Под ред. В. М. Раскатова. М.: Машиностроение, 1980. 511 с.
22. **Морозов Е. М.** Расчет на прочность при наличии трещин//Прочность материалов и конструкций. Киев.: Наукова думка, 1975, 374 с.
23. **Назаров Ю. П., Афанасьев В. М.** Нетканые текстильные материалы. М.: Легкая индустрия, 1971.
24. **Научные** основы материаловедения. М.: Наука, 1981.
25. **Орлов П. И.** Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. М.: Машиностроение, 1988. Т. 1. 559 с.; Т. 2. 543 с.
26. **Повышение** качества поверхности и плакирование металлов: Справочное издание/А. Кнаушнер, П. Киммерль, Г. Эрхарт и др. Пер. с нем. М.: Металлургия, 1984. 368 с.
27. **Полимеры** в узлах трения машин и приборов: Справочник/А. В. Чичинадзе, А. Л. Левин, М. М. Бородулин и др. 2-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1988. 328 с.
28. **Резино**-конструкционный материал современного машиностроения. М.: Химия, 1967.

29. **Рогинский С. Л., Канович М. З., Колтунов М. А.** Высокопрочные стеклопластики. М.: Химия, 1979, 143 с.

30. **Романенко И. Г.** Физико-механические свойства пенистых пластмасс. М.: Госстандарт, 1970.

31. **Строение** и свойства биметаллических материалов/А. И. Тананов, В. Д. Катихин, И. С. Гузь и др. М.: Наука, 1976. 126 с.

32. **Трощенко В. Т., Покровский В. В., Прокопенко А. В.** Трещиностойкость металлов при циклическом нагружении. Киев: Наукова думка, 1987. 256 с.

33. **Цирлин А. М.** Неорганические волокна для композиционных материалов. М.: Металлургия, 1990. 203 с.

34. **Энциклопедия** неорганических материалов: В 2 кн. Киев: Главная редакция украинской советской энциклопедии, 1977. Т. 1. 840 с.; Т. 2. 813 с.

35. Handbook of Composites. Editor G. Lubin, Van Nostrand Reinhold Co, 1982. 786 p.

36. Ilschner B., Lees J., Dningra A. Ulimans Encyclopedia of Industrial Chemistry, VCH. Verlagsgesellschaft mbH. 1986. Vol. A7. Composite materials. P. 369—410.

37. Lutsau V. G. Revieu of Soviet Composites//SAMPE Journal, 1985. Vol. 12. P. 76—80.

Глава 24
АНТИФРИКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

24.1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ

К антифрикционным материалам относят материалы для узлов трения, обладающие повышенной износостойкостью, низким коэффициентом трения, стойкостью к агрессивным средам.

Антифрикционные материалы состоят из основы (матрицы), наполнителей и армирующих материалов, позволяющих получить высокие прочностные характеристики. В качестве основы используют полимерные, углеграфитовые, металлические, пористые, твердосплавные, комбинированные и другие материалы. В качестве наполнителей используют антифрикционные добавки (слоистые порошковые материалы: графит, дисульфид молибдена, нитрид бора, дисселениды, иодиды металлов и др.), полимеры ПЭ, ПТФЭ, пластификаторы, смазочные материалы и др. Комплексные наполнители наряду с антифрикционными добавками содержат жесткие и прочные наполнители: волокнистые (полимерные, металлические, стеклянные, углеродные) и дисперсные (органические, минеральные и металлические порошки). Антифрикционные материалы могут быть комбинированными, когда на прочную основу (стальная лента, массивный образец) наносится металлфторопластовая лента, металлопласты и тканевые антифрикционные материалы, объемными, а также в виде тонкослойных покрытий.

В сводной табл. 24.1 [2] приведены некоторые характеристики отдельных антифрикционных материалов.

24.2. АНТИФРИКЦИОННЫЕ ПОЛИМЕРНЫЕ МАТЕРИАЛЫ (АПМ)

Полимерные материалы широко используют в подвижных сопряжениях машин, в первую очередь в подшипниках скольжения, а также в других узлах трения, работающих со смазыванием и без него: направляющих, ползунах, роликах, кулачках, шестернях, зубчатых колесах, уплотнениях, манжетах и т. д. АПМ подразделяют на две основные группы: термопласты и реактопласты. К термопластам относят материалы на основе полиамидов, полиацеталей, полиимидов, полиэтиленов, фторопластов и др., к реактопластам — материалы на основе эпоксидных, эпоксикремнийорганических, фенолформальдегидных смол и др.

АПМ на основе термопластов. Из материалов на основе термопластов изготовляют детали узлов трения в основном высокопроизводительными методами: литьем под давлением, заливкой, прессованием, штамповкой с последующей механической обработкой или без нее. Номенклатура этих материалов довольно широкая — от крупногабаритных подшипников до уплотнителей самых малых размеров. Детали из АПМ могут работать без смазывания, в присутствии абразива, в вакууме, жидких средах, при наличии высоких давлений, в широком диапазоне температур, в различных газах и т. д.

Полиамиды обладают высокой износостойкостью, низким коэффициентом трения, химической стойкостью.

24.1. Характеристики антифрикционных материалов

Группа	Материалы	Контактные напряжения $[p]$, МПа	Скорость скольжения $[v]$, м/с	$[pv]$, МПа·м/с	Коэффициент трения	Рабочая температура, °С	Основные свойства	Область применения
Углеграфитовые материалы и композиции	Графит АО, АГ, ПК	1,0—4,0	0,5—40	1,0	0,05—0,1	100	Термостойкость, химическая стойкость, тепло- и электропроводность	Машиностроение, авиационная и химическая промышленность (уплотнения, кольца, вкладыши и другие детали узлов трения)
	Графит, пропитанный металлами	4,0	2,0—3,0	1,5	—	100		
	Графит, пропитанный смолами	1,0—3,5	1,5	—	—	140		
	Углепластик	—	1,5—2,0	—	—	200		
АПМ на основе: термопластов	ПТФЭ, ПТФЭ с наполнителями	3,0	1,0	0,2	0,04—0,12	—270... +250	Износостойкость, технологичность изготовленных из АПМ деталей, химическая стойкость	Широкий класс деталей узлов трения: подшипники, кулачки, зубчатые колеса и др.
		3,0	5,0	0,45	0,05—0,14	—270... +250		
	Полиамидные смолы (основа)	4,0	1,0—5,0	0,2	0,1—0,3	50		
	Полиамидные смолы с наполнителями	5,0—6,0	1,0—5,0	0,2	0,1—0,3	80		
реактопластов	Фенолформальдегидные смолы	5,0	0,5—5,0	0,9	0,1—1,1	80—180	Термостойкость, малая себестоимость	Конструкционные детали, подшипники качения и скольжения
	Эпоксидные смолы	—	—	0,1	0,2—0,5	150		
	АМАН	6,0—35,0	4,0—5,0	0,4—1,0	0,12	130—300		
Металлофторопласты	Наполненные биметаллические	2,0—10,0	5,0	0,45—4,9	0,06—0,3	—270... +250	Теплопроводность, нагрузочная способность, износостойкость	Тяжелонагруженные подшипники скольжения
Порошковые материалы	Наполненные твердосмазочными материалами	8,0—12,0	1,5—2,5	1,2	—	100—250	Износостойкость, термостойкость	Широкий класс деталей
	Металлографитовые материалы	2,0—1,5	10,0	3,2—5,0	0,26—0,05	600		

Группа	Материалы	Контактные напряжения $[p]$, МПа	Скорость скольжения $[v]$, м/с	$[pv]$, МПа · м/с
Керамические материалы	ЦМ-332	1,0	2,5	1,55
	С-8	2,0	2,5—4,0	2,6
	Ситалл	1,0	5,0	1,55
Прессованная древесина	Непропитанная древесина	3,0	1	2,5
	Пропитанная маслом древесина	2,5	0,5	1,2

Продолжение табл. 24.1

Коэффициент трения	Рабочая температура, °С	Основные свойства	Область применения
—	500	Износостойкость, термостойкость, химическая стойкость	Химическое оборудование, насосы реакторов (подшипники)
—	700		
—	540		
0,25—0,050	80	—	Сельхозмашиностроение, пищевая промышленность, судостроение (вкладыши, втулки, подпятники)
—	50	—	

24.2. Характеристики полиамидов

Характеристика	П-6	П-66	П-12Л	П АК-93/7	Капролон В	Фенилон С2
Плотность, кг/м³	1130	1130—1150	1020	1140	1150—1170	1330
Твердость по Бринеллю, МПа	—	110—180	74—78	100—120	180—250	220
Предел прочности при изгибе, МПа	—	100—126	50—70	100—120	120—150	200
Модуль упругости, МПа	1400	1500	1200—1800	1500—1600	2000	3100
$[pv]$, МПа·м/с	0,08	0,08	0,07	—	0,08	—
Коэффициент трения без смазывания	0,4	0,4	0,3	0,24—0,25	0,35	—
Относительное удлинение, %	200	60	70—300	80—100	10—50	7
Температура эксплуатации, °С	Не более 90	Не более 90	Не более 90	—	Не более 100	70—250
Область применения	Подшипники скольжения, направляющие и другие узлы трения	Подшипники скольжения, зубчатые колеса	Малонагруженные подшипники, шестерни	Малонагруженные подшипники, шестерни	Подшипники скольжения с ограниченным смазыванием и без него	Подшипники скольжения для агрессивных сред и повышенных температур

В качестве АПМ используют полиамиды П-610 (П-68), П-66 (анид), П-12Л, П-12Б, П-АК-93/7, П-АК-80/20, П-АК-85/15, блочные полиамиды — капролон В, ароматические полиамиды (фенилон С2), капрон (литьевая капроновая смола), а также наполненные полиамиды широкого класса. Чистые полиамиды обладают склонностью к набуханию, малой теплопроводностью и низкой несущей способностью. Указанные недостатки частично компенсируют введением наполнителей (5—10 %): графита, дисульфида молибдена, талька, стекловолокна, медного и латунного порошков, полиэтилена высокой прочности (ПЭВП), термоантрацита, масел и др.

Некоторые физико-механические характеристики полиамидов приведены в табл. 24.2 [1, 5, 7].

Полиамиды выпускают в виде гранул для переработки (кроме капролона В) и используют при температуре −60 . . . +250 °С. Детали для узлов трения с ограниченным смазыванием изготовляют литьем под давлением или прессованием. Полиамиды работают в условиях агрессивных сред (бензин, керосин, нефтяные масла, моющие вещества, спирты), запыления, ударных нагрузок и вибраций. Поэтому полиамиды и композиции на их основе используют в уплотнительных узлах, для изготовления подшипников скольжения, зубчатых колес, направляющих роликов, кулачков и других деталей узлов трения. Следует отметить несовместимость полиамидов с концентрированными кислотами и их набухание в воде до 10 %.

В табл. 24.3 приведены отдельные характеристики наполненных полиамидов [1, 5].

АПМ на основе полиимидов характеризуется теплостойкостью, стойкостью к воздействию радиации, инертностью в среде нефтепродуктов, однако они плохо воспринимают воздействие концентрированных кислот и щелочей. Их широко применяют для изготовления тяжелонагруженных подшипников, работающих без смазывания, шестерен, уплотнений, в том числе работающих в вакууме, и других деталей узлов трения. Обрабатываются они горячим прессованием и с помощью резания.

Для приготовления композиций в качестве основы применяют полиимиды ПМ-67 и ПМ-69. На их базе с добавлением графита и дисульфида молибдена выпускают композиции ПМ-67-ДМ-3, ПМ-69-ДМ-3 и ПМ-67-Г-10, ПМ-69-Т-15, выдерживающие температуру до 280 °С, а также композиции ПМ-15-67, ПАМ-15-69, наполненные графитом, и ПАМ-50-67, ПАМ-50-69, наполненные графитом и нитридом бора.

Физико-механические характеристики полиимидов и композиций на их основе представлены в табл. 24.4 [7, 8].

24.3. Характеристики наполненных полиамидов

Материал, марка	Добавки и армирующий материал	Твердость НВ, МПа	Предел прочности при изгибе, МПа	Температура эксплуатации, °С, не более	[pv], МПа·м/с	Коэффициент трения по стали	Область применения
На основе полиамида П-6							
Маслянит КСПЭ	ПЭВП, стекловолокно	—	—	100	0,1	0,4	Тяжелонагруженные подшипники скольжения
Маслянит КСЦ	Медный порошок, стекловолокно	—	—	100	0,1	0,4	То же
САМ-4	ПЭВП, стеарат цинка, смола ЛБС	—	—	90	0,09	0,3	Подшипники, зубчатые колеса, работающие без смазывания
САМ-5	ПТФЭ, графит, масло МС-20	—	—	90	0,09	0,3	То же
ПКФА	Графит, мономер ФА, бензосульфокислота	—	—	90	0,09	0,3	»
АТМ-2	Графит, термоантрацит	210—250	110—127	100	0,10	0,25	Шестерни, подшипники, работающие без смазывания
На основе полиамида П-66							
АТМ-2А	Графит, термоантрацит	260	—	100	0,10	0,35	Шестерни повышенной точности, подшипники, работающие без смазывания
САМ-3	Комплекс наполнителей	—	—	100	0,10	0,35	Подшипники, зубчатые колеса, работающие без смазывания
На основе полиамида П-610							
ПА 610-1-101	Дисульфид молибдена	120—150	50—56	не более 100	0,08	0,25	Подшипники скольжения, зубчатые передачи, уплотнители, ползуны, ролики и другие узлы с затрудненным смазыванием и без него с ограничением по ударной нагрузке
ПА 610-1-103	Графит	120—160	—	не более 100	0,08	0,25	
ПА 610-1-202	»	—	50—65	не более 100	0,08	0,25	
ПА 6-1-203	»	—	100	не более 100	0,08	0,25	
ПА 610-1-109	Стекловолокно	150—250	160—220	не более 100	0,10	0,3	Узлы трения с ограниченным коэффициентом трения повышенной прочностью и тепло-

Продолжение табл. 24.3

Материал, марка	Добавки и армирующий материал	Твердость НВ, МПа	Предел прочности при изгибе, МПа	Температура эксплуатации, °С, не более	[pv], МПа·м/с	Коэффициент трения по стали	Область применения
							стойкостью, подшипники, зубчатые колеса, кулачки
Маслянит Д	Смазочный материал 158, коллоидный графит, порошкообразная латунь	—	—	не более 100	0,08	0,25	Подшипники скольжения, работающие без смазывания
ПА 610-105	Тальк	120—160	50—67	—	—	—	Узлы трения со стабильными физико-механическими свойствами при действии влаги и температуры, с диэлектрическими свойствами, повышенной износостойкостью и деформационной стойкостью
ПА 610-106	»	140—180	50—70	—	—	—	
ПА 610-107	»	150	65—71	—	—	—	
На основе полиамида П-12							
ПА 12-11-1	Дисульфид молибдена	—	120—140	не более 90	0,08	0,3	Шестерни, малонагруженные подшипники
ПА 12-21-3	»	—	—	не более 90	0,08	0,3	Сложнопрофильные изделия

24.4. Характеристики полиимидов и композиций на их основе

АПМ	Плотность, кг/м³	Разрушающее напряжение при растяжении, МПа, при 20 °С	Модуль упругости при изгибе, МПа	Твердость НВ, МПа	Коэффициент трения
ПМ-67	1390—1410	100—130	2970—3600	180—280	0,33—0,35
ПМ-69	1380—1410	95—125	—	200—270	0,35—0,40
ПМ-67-Г-10	1430—1450	90—130	—	210—310	—
ПМ-67-ДМ-3	1440—1460	70—98	—	230-330	—
ПМ-69-Г-5	1430—1450	85—120	—	210-280	—
ПМ-69-ДМ-3	1440—1470	70—90	—	220-300	—
ПАМ-15-67	1420	64	6230	330	0,10—0,26
ПАМ-15-69	1420	80	—	300	0,10—0,26

Материалы ПАМ-50-67 и ПАМ-50-69 обладают наиболее низким коэффициентом трения (0,077—0,09) и низкой интенсивностью изнашивания $[(0,9—1,2)10^{-7}]$.

АПМ на основе полиацеталей отличаются высокими хладо- и теплостойкостью, водостойкостью, а детали узлов трения — высокой жесткостью. Из них в основном литьем изготовляют подшипники скольжения, шестерни, зубчатые колеса, направляющие, уплотнители.

На основе полиацеталей СФД, СТД приготавливают композиции СФД-ДМ, СФД-ВМ, СФД-БС, СФД-ВМ-БС, САМ-6. Триботехни-

24.5. Триботехнические характеристики АПМ на основе полиацеталей

Характеристика	СФД-А СФД-В	СФД ДМ	СФД БС	СФД АФ	СФД ВМ БС
Коэффициент трения при испытаниях: на машине МИ-2 при $p=0{,}8$ МПа, $v=0{,}3$ м/с	0,35—0,37	0,18—0,26	0,15—0,30	0,10—0,20	0,16—0,20
на машине МАСТ-1 при $p=2{,}5$ МПа, $v=0{,}06$ м/с	0,14—0,17	0,12—0,15	0,10—0,12	0,08—0,10	0,10—0,12
Интенсивность изнашивания $J_h \cdot 10^8$ (испытания на МИ-2 при $p=0{,}8$ МПа, $v=0{,}3$ м/с)	3,1—3,5	2,6—2,8	2,2—2,6	1,7—1,9	1,8—2,2

24.6. Влияние температуры на коэффициент трения АПМ на основе полиацеталей по стали

Материал	Коэффициент трения при температуре, °С			
	+70	+20	0	−30
СФД	0,15	0,20	0,27	0,31
СФД-ДМ	0,12	0,19	0,21	0,22
СФД-БС	0,11	0,15	0,20	0,21
СФД-АФ	0,09	0,12	0,16	0,17

ческие характеристики отдельных АПМ на основе полиацеталей приведены в табл. 24.5 [8].

Существенно влияет на коэффициент трения температура; характер зависимости приведен в табл. 24.6 (трение по торцу образца на стали при $p=20$ МПа, $v=0{,}025$ м/с) [8]. При снижении температуры коэффициент трения существенно растет, что объясняется изменениями структуры полимера и его физико-механических свойств.

Фторопласты — полимеры и сополимеры галогенопроизводных (фтор, фтор и хлор), этилена и пропилена — обладают высокой антифрикционностью, химической инертностью, применяются в широком диапазоне температур, характеризуются хладостойкостью, хорошими диэлектрическими свойствами, но высоким коэффициентом линейного расширения и низким коэффициентом теплопроводности, что компенсируется введением наполнителей. К недостаткам следует отнести хладотекучесть, которая значительно менее проявляется у фторопласта-40 и фторопласта-42, однако антифрикционность и теплостойкость их ниже, чем фторопласта-4.

Фторопласты и композиции на их основе используют для изготовления уплотнений, подшипников скольжения, направляющих, поршневых колец и других деталей узлов трения. В зависимости от материала нагрузки могут быть значительными и малыми, рабочие температуры от очень низких (−193 °С) до значительных (250 °С), со смазыванием и без него. Детали из них изготовляют: прессованием (основной метод), спеканием, экструзией, штамповкой (МФЛ).

Наиболее часто применяется в узлах трения политетрафторэтилен (фторопласт-4). Он, как и большинство фторопластов, обладает низким коэффициентом трения, водо-тепло- и химической стойкостью, не плавится (только размягчается), обладает малой адгезией, хорошими диэлектрическими свойствами. Некоторые физико-механические характеристики фторопластов и композиций на их основе приведены в табл. 24.7 [4]. Наполнители существенно влияют на физико-механические свойства фторопластов: коэффициент линейного расширения (уменьшается в 4—10 раз), коэффициент теплопроводности (увеличивается в десятки раз), твердость (увеличивается на 50—60 %), а также прочность, модуль упругости, относительное удлинение и др. В качестве наполнителей используют помимо материалов, приведенных в табл. 24.7, асбестовое волокно, слюду, бронзу (порошок), ситалл, свинец, каолин и др.

Значения pv и относительная износостойкость некоторых композиций на основе фторопластов и для сравнения чистого ПТФЭ приведены в табл. 24.8 [1].

Значение $[pv]$ существенно повышается при введении наполнителей, а относительная износостойкость увеличивается до 10^3 раз (Ф4К15М5).

На антифрикционные характеристики фторопластовых композиций существенное влия-

24.7. Физико-механические характеристики фторопластов и композиций на их основе

Марка	Наполнитель (мас. доля, %)	Плотность, кг/м³	Предел прочности на растяжение, МПа	Предельная рабочая температура, °С	Твердость НВ, МПа	Модуль упругости, МПа	Относительное удлинение, %
Фторопласт-4	—	2120—2200	13,7—24,5	260	29—39	685 (при растяжении)	350—500
Фторопласт-4М	—	2150—2170	15,7—21,5	200—220	29—49	343 (при растяжении)	250
Фторопласт-4Д	—	2200	19,6—29,4	250	29—39	—	300
Фторопласт-4 ДП	—	—	15,2—16,7	—	—	—	550—610
Фторопласт-4 ОП	—	1650—1660	23,4—44,1	Не более 200	57—62	930 (при растяжении)	100—300
Фторопласт-42	—	1900—2000	34,3—49,0	Не более 120	40—49	397 (при изгибе)	300—500
Ф4К20	Кокс нефтяной КЛ-1 (20)	2120—2150	13,7—15,7	200	40—50	630 (при растяжении)	120
Ф4К15М5	Кокс нефтяной (15); дисульфид молибдена (5)	2190	15,5	200	60	—	150
Ф4С15	Стекловолокно (15)	2210	14,0	200	50	—	300
АФТМ	Графит (не более 40); дисульфид молибдена (5)	2150—2300	—	200	67—143	700—1000 (при сжатии)	—
АФТ-80ВС	Графит (20)	2050—2150	—	200	60—95	600—900 (при сжатии)	—
ФН-202	Порошок никеля (не более 13)	2300—2450	11,0—18,0	200	40—70	—	180
7В-2А	Графит (более 50)	1900—2000	—	250	80—140	900—1200 (при сжатии)	—
ФКН-7	Графит (21), дисульфид молибдена (не более 7)	2108	11,6	200	—	—	—
ФКН-14	Стекловолокно (10), графит (20), дисульфид молибдена (5)	2117	20,0—25,0	200	—	—	—
Ф40Г20	Искусственный графит С1 (20)	1800	25,0	200	6,7	—	—
Ф40К20	Кокс нефтяной КЛ-1 (20)	1800	—	200	6,0—7,0	—	—
Ф40К15М5	Кокс нефтяной КЛ-1 (15), дисульфид молибдена (5)	1850	—	200	6,0—7,0	—	—
ФГ-33АО	Графит	2080	12,9	200	6,6	720 (при растяжении)	27
Флубон 20	Углеродное волокно (20)	2000—2170	13,5—25,5	250	5,0—6,0	1190 (при растяжении)	15

24.8. Триботехнические характеристики фторопласта-4 и композиций на его основе

Материал	pv, МПа·м/с, при v, м/с			$[pv]$, МПа·м/с (h = 0,127 мм за 100 ч)	Относительная износостойкость
	0,005	0,5	5,0		
Фторопласт-4	0,045	0,065	0,09	0,075 0,1	1
Ф4С15	0,35	0,45	0,55	0,13	250
Ф4С15М5	0,4	0,5	0,62	0,15	275
Ф4К20	0,5	0,7	1,1	0,325	625
Ф4К15М5	0,6	0,7	1,1	0,5	1000
Ф4М15	0,5	0,5	0,4	0,185	360

ние оказывает нагрузка, скорость скольжения, шероховатость контртела, наличие смазочного материала, материал наполнителя, процент его содержания и другие факторы. На рис. 24.1 приведена зависимость интенсивности изнашивания J_h наполненного фторопласта-40 от содержания дисульфида молибдена (*1*), графита (*2*), ситалла (*3*) и бронзы (*4*) при сухом трении по стали ШХ15 [1].

Зависимость интенсивности изнашивания композиций Ф4К20 (*1*) и Ф4К15М5 (*2*) от давления приведена на рис. 24.2 [4]. При увеличении скорости скольжения коэффициент трения при любой нагрузке значительно возрастает вследствие низкой теплопроводности фторопласта. Однако введение графита (до 40—50 %) резко увеличивает коэффициент теплопроводности, что позволяет узлам трения с фторопластами работать при повышенных скоростях. Так [1], для подшипников скольжения без смазывании при давлении до 0,7 МПа допустимая скорость скольжения фторопласта-4 без наполнителя составляет 0,5 м/с, с наполнителем 1 м/с. Допустимые давления в зоне трения при сохранении стабильности пары существенно зависят от температуры. Эта зависимость показана на рис. 24.3. Фторопласт способен деформироваться при небольших давлениях в нормальных условиях (хладотекучесть) уже при 3 МПа, а при давлении порядка 30 МПа он течет (t = 20 °С). Однако уже незначительные добавки, например, стекловолокна (10 %) позволяют в какой-то мере устранить это явление.

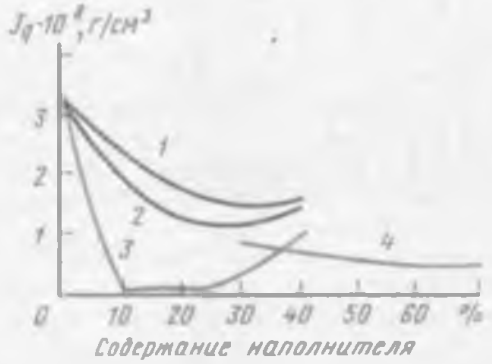


Рис. 24.1. Зависимость интенсивности изнашивания J_h наполненного фторопласта-40 от наполнения дисульфидом молибдена (*1*), графитом (*2*), ситаллом (*3*) и бронзой (*4*) при сухом трении по стали ШХ15

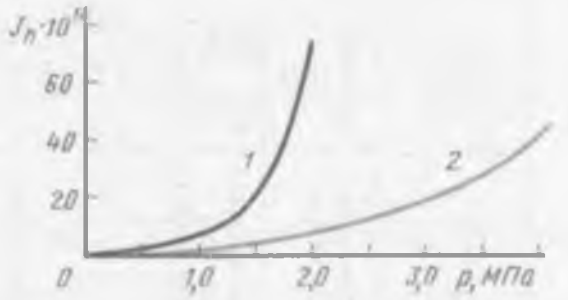


Рис. 24.2. Экспериментальные зависимости интенсивности изнашивания образцов J_h из материала Ф4К20 (*1*) и Ф4К15М5 (*2*) от давления p

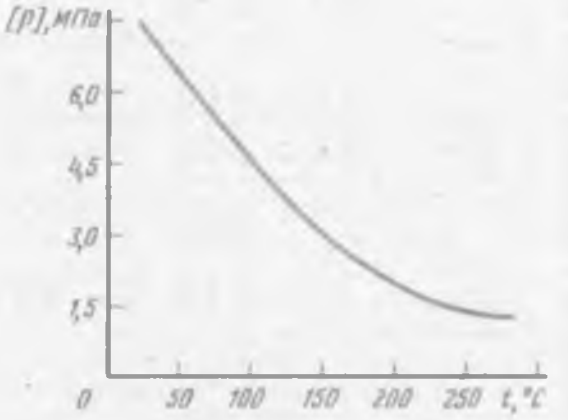


Рис. 24.3. Зависимость допустимых давлений в зоне трения от температуры t

Шероховатость контртела существенно влияет на износостойкость фторопласта, который является достаточно мягким полимером. В процессе трения происходит его резание и «растекание» под действием высоких температур вследствие плохой теплопроводности. Оптимальным является параметр шероховатости Ra = 0,2 . . . 0,4 мкм [1].

Быстрое изнашивание происходит при работе узла трения в абразивной среде, поэтому использовать фторопласты в этой среде не рекомендуется.

К недостаткам фторопластов, в первую очередь фторопласта-4, следует отнести ухуд-

шение его физико-механических свойств под действием β- и γ-лучей, повышение хрупкости, ухудшение прочностных характеристик. Воздействию радиации лучше противостоят детали узлов трения из фторопласта-40. Фторопласты и некоторые композиции на их основе поглощают воду, кислоты (набухают в них), что ограничивает применение фторопластов в прецизионных конструкциях. Однако с помощью диффузионной модификации можно значительно уменьшить влияние этих факторов.

АПМ на основе полиэтиленов. АПМ на основе полиэтиленов широко применяют в узлах трения, так как они обладают высокой химической стойкостью к маслам, кислотам, щелочам, низкой влаго- и газопроницаемостью и достаточно высокой прочностью. Они имеют низкие теплопроводность и коэффициент линейного расширения. При повышенных температурах химическая стойкость снижается, а физико-механические свойства ухудшаются.

Получают полиэтилен полимеризацией этилена при низком (0,2—0,6 МПа) или высоком (100—400 МПа) давлении с температурой полимеризации соответственно 200 и 200—320 °С. Полиэтилен высокого давления (ПЭВД) имеет относительную молекулярную массу $(8—50)10^4$, а полиэтилен низкого давления (ПЭНД) — $(3—70)10^7$. ПЭНД соответственно может быть низкомолекулярным [относительная молекулярная масса $(3—40)10^4$] и высокомолекулярным (до $7 \cdot 10^7$). Если относительная молекулярная масса превышает 10^6, то такой ПЭНД называют сверхвысокомолекулярным (СВМПЭ).

24.9. Триботехнические характеристики полиэтиленов в сравнении с другими материалами

Материал	Плотность, кг/м³	Износостойкость при трении по кварцевому песку, мин/мм³ (прибор ПВ-7Д)	Коэффициент трения
ПЭВД	900	2,79	0,27
ПЭНД	950	10,5	0,10
СВМПЭ	934	18,4	0,08
СВМПЭ + + дисульфид молибдена	1150	31,5	—
Фторопласт-4	2130	6,36	0,05
Полиамидная смола	1080	12,9	0,22
Капролон	1130	3,38	0,23
Винипласт	1420	3,64	0,58
Эпоксидная смола	1270	1,64	—
Древопласт	1260	1,3	—
Стекловолокнит	1850	0,82	—

В табл. 24.9 приведены триботехнические характеристики полиэтиленов и других материалов, причем у СВМПЭ они лучше, чем у других. Кроме того, СВМПЭ сохраняет механические свойства при температуре −269 . . . +120 °С, в меньшей мере подвержен термоокислительному и радиационному старению. При введении в ПЭНД и СВМПЭ наполнителей (в оптимальном соотношении) растут прочностные показатели, значительно возрастает износостойкость (СВМПЭ).

АПМ на основе реактопластов. Реактопласты первыми из АПМ стали применять в узлах трения, но по мере развития производства технологичных термопластов широкого класса их теперь используют реже. Однако применение этих АПМ целесообразно, когда необходимы высокие термостойкость, жесткость, стойкость к агрессивным средам, а также необходимо сохранять форму и размеры.

Текстолиты как слоистые пластики получают горячим прессованием пропитанного синтетическими смолами слоистого наполнителя, которым может быть хлопчатобумажная ткань либо иной армирующий материал. Благодаря высокой прочности текстолит широко используют в металлургии (прокатные станы), на железнодорожном и водном транспорте, в химическом машиностроении. Из него изготовляют втулки, подшипники скольжения, в том числе повышенной прочности и обладающие водостойкостью и химической стойкостью, вкладыши, некоторые конструкционные детали. В качестве армирующих материалов используют хлопчатобумажную ткань (текстолиты ПТК, ПТМ-1, ПТМ-2, ПТГ-1), миткаль (текстолит ПТК-С), ориентированные стеклянные нити (АГ-4С), спутанное стекловолокно в брикетах (АГ-4В), рубленое стекловолокно (фенолит РСТ).

Текстолит ПТК без смазывания работает хорошо при давлении порядка 1,0 МПа. С увеличением нагрузки резко (на порядок и более) растет интенсивность изнашивания. С ограниченным смазыванием при $v = 1{,}1$ м/с допустимое давление достигает 6 МПа [4]. Также повышают допустимое давление вве-

24.10. Триботехнические характеристики материалов ТГН-2 и УТМ-8

Материал	Прочность при изгибе, МПа	Интенсивность линейного изнашивания при давлении, МПа			Коэффициент трения по стали без смазывания при давлении, МПа		
		1	3	7	3	5	7
ТГН-2	210	1,1	1,3	3,8	0,09	0,08	0,06
УТМ-8	175	1,3	2,11	6,7	0,16	0,12	0,1

дением сухого смазочного материала (дисульфид молибдена, графит и т. д.).

Рабочая температура деталей из текстолита составляет $-50 \ldots +150$ °С, однако этот диапазон может быть расширен путем увеличения жесткости и прочности, если применять вместо хлопчатобумажных тканей углеграфитовые (текстолиты УТМ-8, УТВ-3, ТГН-2, ТГ-1, ТГ-2). При этом также уменьшается влияние нагрузок на износостойкость углетекстолитов (табл. 24.10 [3]).

Введение в углетекстолиты и графитированные текстолиты присадок типа леномата кобальта, хлорсодержащих веществ еще более уменьшает влияние давления на интенсивность изнашивания и коэффициент трения. Эффективным наполнителем является и фторопласт; при этом увеличиваются допустимые скорости скольжения (до 6 м/с). Кроме того, для работы без смазывания используют текстолит, полученный пропиткой капроновых и хлопчатобумажных тканей фторопластовыми лаками ФБФ-48 и ФБФ-74Д. При очень высоких температурах без смазывания (250—300 °С) работает металлизированный текстолит, полученный из графитированной омедненной ткани, фурановой смолы с добавками ПАВ.

Материал АПТ-1 состоит из карбонизированной вискозной кордной ткани и резольной фенолформальдегидной смолы. Он имеет коэффициент трения 0,06—0,07 и работает при давлениях до 7,5 МПа.

АПМ на основе эпоксидных смол. Эпоксидные смолы в чистом виде в узлах трения не применяют. Наполненные графитом и дисульфидмолибденом, они приобретают антифрикционные свойства и обладают хорошими физико-механическими свойствами. В табл. 24.11 приведены характеристики эпоксидных пресс-материалов типов ЭНТ и ЭНМ, полученных литьевым и компрессорным прессованием.

Широкий спектр наполнителей существенно влияет на свойства реактопластов. К органическим наполнителям относят порошок фторопласт-4, отдельные термопласты, а также полимерные ткани, волокна и др., к неорганическим — графит, технический углерод, металлы и их окислы, а также соли, минеральные наполнители и др. В качестве наполнителей помимо твердых могут использоваться жидкие и консистентные смазочные материалы. В эпоксидные смолы для увеличения прочности, повышения износостойкости могут вводиться фурановые омиометры. Теплостойкость эпоксидных АПМ может быть повышена применением специальных отвердителей.

24.11. Характеристики эпоксидных пресс-материалов ЭНГ и ЭНМ

Материал	Разрушающее напряжение, МПа			Ударная вязкость, кДж/м²	Теплостойкость, °С
	при растяжении	при сжатии	при изгибе		
ЭНГ-25	50—60	160—185	120—140	1,5—1,6	120—130
ЭНГ-30	40—50	120—140	80—100	1,2—1,4	125—135
ЭНМ-25	40—50	170—180	100—120	1,4—1,6	125—135

Существенно повышает износостойкость применение смесей эпоксидной, фенолформальдегидной и фурановой смол. Эпоксидно-фенольные композиции характеризуются хорошими технологическими свойствами. Перспективно использование для модификации эпоксидных смол новолачных фенолформальдегидных олигомеров.

Характеристики эпоксидно-новолачных блок-сополимеров на базе эпоксидно-диановых и новолачных фенолформальдегидных олигомеров (ЭНБС) приведены в табл. 24.12 [3]. На триботехнические характеристики этих материалов существенно влияет технологический процесс их изготовления, в том числе температура, время отвердения. Так, коэффициент трения при скорости скольжения 0,01 м/с и давлении 5 МПа, равный 0,22—0,31, снижается при увеличении времени отвердения. При использовании в ЭНБС более высокомолекулярной эпоксидной смолы образуются полимеры с новыми свойствами (обозначаются ЭНО). Их физико-механические свойства приведены в табл. 24.13 [3].

Повышение антифрикционных и прочностных характеристик ЭНБС достигается введением гибкоцепких полимеров (до 50 %) (обозначаются ЭНП) (табл. 24.14 [3]).

В АПМ типа ЭНП, а также материалах АГЭН и ЭНК повышенная износостойкость

24.12. Характеристики эпоксидио-новолачных блок-сополимеров на базе эпоксидно-диановых и новолачных фенолформальдегидных олигомеров

Материал	Плотность, кг/м³	Прочность, МПа			Модуль упругости при изгибе, ГПа	Твердость НВ, МПа	Температура стеклования, °С	Водопоглощение за 24 ч, %
		при растяжении	при сжатии	при изгибе				
ЭД-16, отвержденная малеиновым ангидридом	1230	—	130—160	120—130	—	160—180	105—110	0,07
ЭНБС16ЭО10-40-1	1230	—	110—130	80—90	—	210—220	90	0,03
ЭНБС16ЭО10-50-2	1220	—	150—170	100—120	3,4—4,0	190—200	50	0,02
ЭНБС10Э10-60-2	1210	60—70	160—170	130—150	3,6—4,2	180—190	95—100	0,02
ЭНБС16ЭО11-60-1	1210	65—75	160—170	130—150	3,8—4,7	160—180	95—100	0,02

24.13. Характеристики АПМ типа ЭНО

Материал	Плотность, кг/м³	Прочность при сжатии, МПа	Твердость НВ, МПа	Микротвердость, МПа	Коэффициент трения	Интенсивность массового изнашивания $J_h \cdot 10^{-4}$, г/м
ЭНО-860	1200	135	178	180	0,5	2,1
ЭНО-875	1210	152	194	195	0,53	0,63
ЭНО-890	1215	90	120	122	0,62	3,1
ЭНБС 16Э010-60-2	1170	158	180	190	0,52	6,5

достигается за счет образования на поверхности трения защитного слоя (толщиной до 3 мкм), который возникает в процессе перехода ЭНБС при повышении температуры трения в высокоэластичное состояние.

Пресс-композит АГЭН-1 — материал на основе ЭНБС и низкомодульного углеродного волокна. ЭНБС с легирующими добавками обозначают АГЭН-2 и АГЭН-3. Характеристики этих материалов приведены в табл. 24.15 [3].

Заливочный компаунд получается смешением дробленного ЭНБС с различными наполнителями. Характеристики компаундов приведены в табл. 24.16 [3].

Самосмазывающиеся полимерные материалы (АСПМ). К АСПМ относится широкий класс материалов на основе термопластов и реактопластов, таких, как полиамиды, полиацетилен, полиимиды, политетрафторэтилены, ароматические полиамиды, фенолформальдегидные и эпоксидные смолы, эпоксикремнийорганические смолы, фурановые полимеры и материалы на основе

24.14. Характеристики АПМ типа ЭНП

Материал	Прочность, МПа		Модуль упругости при изгибе, ГПа	Твердость НВ, МПа	Ударная вязкость, кДж/м²	Теплопроводность, Вт/(м·К)	Коэффициент трения при p = 2 МПа	Интенсивность изнашивания $J_h \cdot 10^7$, г/м	Водопоглощение за 24 ч, %
	при сжатии	при изгибе							
ЭНП-50	180	50	2,4	180	12	0,2	0,18	0,83	0,1
ЭНП-70	125	55	3,2	220	8	0,18	0,25	1,35	0,07
ЭНП-90	100	80	7,8	240	4,5	0,19	0,27	0,71	0,03

24.15. Характеристики АПМ типа АГЭН

Материал	Плотность, кг/м³	Прочность, МПа		Модуль упругости при изгибе, ГПа	Твердость НВ, МПа	Ударная вязкость, кДж/м²	Теплопроводность, Вт/(м·К)	Допустимая рабочая температура, °С	Водопоглощение за 24 ч, %
		при сжатии	при изгибе						
АГЭН-1	1700	140	45	5—6,5	240—280	3—4	11,5	120	0,01
АГЭН-2	1700	180	60	4,5—5,5	280—320	4—6	13	150	0,012
АГЭН-3	1650	160	80	4,5—5,0	280	6—8	10,5	140	0,02

24.16. Состав компаундов типа ЭНК

Материал	Наполнитель	Состав, % (мас. ч.)	
		Связующее	Наполнитель
ЭНК-Г30	Графит	70	30
ЭНК-Д25	Дисульфид молибдена	75	25
ЭНК-Ф15	Фторопласт-4	85	15
ЭНК-М35	Маршаллит	65	35
ЭНК-Т25	Тальк	75	25

24.17. Характеристики самосмазывающихся полимерных материалов

Материал	Давление p, МПа	Скорость скольжения в контакте v, м/с	Интенсивность изнашивания $J_h \cdot 10^{-8}$	Коэффициент трения f
ПА-66ПЭ	0,8	0,3	0,57	—
АТМ-2	2,0	0,27	0,54	—
	4,0	0,27	0,10	0,15
КСПЭ	1,0	0,5	0,44	0,18
	18,0	0,12	17,0	—
КСЦ	1,0	0,5	0,17	0,14
	18,0	0,12	11,0	—
СФД-ДМ	0,8	0,3	2,7	0,18—0,26
СФД-БС	0,8	0,3	2,4	0,15—0,30
СФД-АФ	0,8	0,3	1,8	0,10—0,20
СФД-ВМ-БС	0,8	0,3	2,0	0,16—0,2
ПАМ-15-67	5,0	0,5	5,0	0,1—0,2
ПАМ-50-67	5,0	0,5	1,0	0,08—0,09
Ф4С15	1,5	0,25	0,18	—
Ф4К20	1,5	0,25	0,06	—
АФГ-80ВС	4,0	0,287	0,5	—
Фенилон ФА	2,0	1,0	0,06	—

Продолжение табл. 24.17

Материал	Давление p, МПа	Скорость скольжения в контакте v, м/с	Интенсивность изнашивания $J_h \cdot 10^{-8}$	Коэффициент трения f
	4,0	1,0	0,16	—
	10,0	1,0	0,32	—
АТМ-1	4,9	4,3	0,12	0,16
ЭДМА-5	2,0	0,06	1,0	0,22
	0,4	0,06	0,3	0,23
ЭДМА-10	2,0	0,06	2,0	0,24
	0,4	0,06	0,28	0,40
Э10Н5Г	0,65	1,0	1,2	0,35—0,4
АМС-1	1,0	0,5	0,01	0,20
	5,0	0,5	0,10	0,08
	15,0	0,5	0,27	0,03
АМС-3	14,0	0,5	0,02	0,25
	5,0	0,5	0,22	0,1
Тесан-6	0,2	2,0	0,07	0,06
Эстеран-21	0,2	2,0	0,05	0,08
Реолар-9	0,2	2,0	0,1	0,08
ФАФФ-31Г	—	—	8200	—
ДФГ-1	—	—	8100	—
ДГ-1	—	—	7700	—
ДГ 2	—	—	7500	—
АФ-3Т	1,0	1,0	0,07	0,18

элементоорганических соединений. Существует три основных класса АСПМ: 1) с антифрикционными добавками (органическими и неорганическими), в виде смазочных материалов, в первую очередь ТСП, полимерных материалов; 2) с комплексом наполнителей, когда помимо антифрикционных добавок вносят компоненты, обеспечивающие прочностные свойства (волокнистые и дисперсные); 3) комбинированные материалы (МФЛ, металлопласты, тканевые материалы). В основном физико-механические и антифрик-

ционные свойства АСПМ описаны выше. Для удобства выбора этих материалов в табл. 24.17 приведены характеристики АСПМ [8].

Резины. Резино-технические изделия (РТИ) широко используются в узлах трения современных машин. Из антифрикционных резин изготавливают уплотнительные элементы, резиноармированные и резинометаллические детали: подшипники скольжения, статоры, вкладыши, поршни насосов, скребки, ленты конвейерные, приводные ремни, рукава и др. РТИ подвержены следующим видам изнашивания: механическому, в том числе усталостному и эрозионному, коррозионно-механическому, в том числе окислительному, и абразивному. Только для резин характерен механический вид изнашивания посредством «скатывания», когда при трении по гладким поверхностям деформирующиеся микронеровности поверхности резины образуют скатку.

Для обеспечения износостойкости резин большое значение имеет выбор типа каучука. Рекомендуются следующие типы каучуков для различных условий эксплуатации узлов трения с РТИ: при повышенных температурах — акрилатный, бутиловый, фторсодержащий, кремнийорганический, этиленпропиленовый, этиленпропилендиеновый; при низких температурах — бутадиеновый, изопреновый, уретановый, бутадиен-стирольный, хлорпреновый; в среде масел и топлив — бутадиен-нитрильный, фторсодержащий, акрилатный; в химически агрессивных средах — этиленпропиленовый, этиленпропилендиеновый, бутиловый, фторсодержащий; в водной среде — этиленпропиленовый, этиленпропилендиеновый, бутиловый, бутадиеннитрильный, бутадиеновый, изопреновый, бутадиен-стирольный; при действии радиации — уретановый, изопреновый, бутадиен-стирольный, бутадиен-нитрильный.

В отдельных случаях, в частности для экстремальных условий (давление до 70 МПа, высокая скорость скольжения, температура $-50 \ldots +130$ °С, агрессивная среда, абразивность), с целью обеспечения износостойкости используют различные методы повышения работоспособности, такие, как модифицирование, нанесение покрытий, внесение антифрикционных добавок. Модифицирование подразделяют на объемное, поверхностное и радиационное. Объемное модифицирование выполняют путем наполнения резин различными наполнителями (фторопласт, СВМПЭ, ПЭВП, графит, дисульфид молибдена, низкомолекулярный каучук, фторпарафины). Радиационное модифицирование реализуется путем обработки РТИ ионизирующим излучением, например γ-лучами от источника ^{60}Co. Поверхностное модифицирование осуществляется с помощью галогенирования (фторирование, хлорирование, бромирование), плазмохимической обработки, диффузионной поверхностной модификации. Покрытия, например фторопластовые, наносят электрофоретически, в виде лакового слоя, в плазме тлеющего разряда. Лаковые покрытия наносят пульверизатором или кистью (лаки ФБФ-74Д, ЛФ-32ЛК, композиции, например фторопласт со связующим из фторкаучука и др.). Поли-*п*-ксиленовые покрытия конденсируют из газовой фазы.

Определенный интерес представляет для работы пар трения с эластомерами метод диффузионной поверхностной модификации (ДПМ), позволяющей получить модифицированный поверхностный слой, глубиной 10 мкм — 5 мм [6]. При этом в 2—10 раз повышается износостойкость, снижается отрицательное воздействие агрессивных сред и абразивного материала, в процессе обработки осуществляется контроль качества изготовления РТИ. Модификация на определенную глубину достигается обработкой резины раствором вулканизирующего агента в органическом растворителе в течение определенного опытным путем времени, сушкой до получения постоянной массы и последующей термообработкой при температуре вулканизации. Обработке подвергают готовые изделия. Простота, экономичность и эффективность способа позволили широко применить его в узлах трения бурового оборудования (морские буровые суда и установки, наземное буровое оборудование), автомобилей и тракторов, станков и других изделий машиностроения. Состав растворов для резин на основе бутадиен-нитрильных каучуков приведен в табл. 24.18.

24.18. Состав модифицирующего раствора для обработки резин на основе бутадиен-нитрильных каучуков на 100 мас.ч. растворителя (диоксан, хлороформ)

Ингредиент	Тип раствора			
	А	Б	В	Г
Каптакс	—	—	4—5	5
Сера	—	—	1—2	0,5—1,0
Тиомочевина	7	—	1—2	—
Дифенилгуанидин	—	5—6	—	—
Спирт этиловый	26	—	10—15	—

24.19. Триботехнические характеристики отечественных и зарубежных металлофторопластовых подшипников скольжения

Материал	Страна	pv, МПа·м/с	t, °С
МФЛ	СНГ	0,45—4,9	—200 . . . +280
Полислип М1	Англия	0,3	—
Спрела-флон	ГДР	—	—130 . . . +200
Унимеш	Англия	—	—130 . . . +250
Памкус Металло-пласт:	ФРГ	1	—
Гар-Фил	—	1,2	—195 . . . +200
Гар-Макс	—	1	—195 . . . +160
Пермаг-ляйд	—	3	—

24.3. АРМИРОВАННЫЕ ПОЛИМЕРНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Армированные полимерные материалы характеризуются высокой несущей способностью в большом температурном диапазоне (—200 . . . +280 °С) при значительных скоростях скольжения. Из них изготовляют детали для тяжелонагруженных узлов трения. Для армирования применяют металлы (сетка, пористое основание), в которые впрессовывают наполненные АПМ. Наиболее широкое применение получили металлофторопластовые материалы. В табл. 24.19 приведены характеристики металлофторопластовых подшипников скольжения отечественного и зарубежного производства.

24.4. ОДНОМЕРНЫЕ КОМПОЗИЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Эти материалы на полимерной основе представляют собой ткани из полимерных волокон, с помощью клея или припоя закрепленные на поверхности трения одной из деталей подшипникового узла. Тканевый материал обеспечивает в паре трения большую несущую способность, износостойкость, высокий ресурс узла при сохранении начальных антифрикционных характеристик. Оптимальные характеристики покрытий из тканевых материалов толщиной 200—800 мкм достигаются с использованием сочетаний полимерных, металлических и других неорганических волокон с введением целого ряда наполнителей и связующих. Широко известны такие материалы: АСО, Нафтлен, Афтал (СНГ), имеющий высокую прочность; Файберглайд, Файберфил, ГРФПИ (США), Унифлон (Англия), Атрер и др. Рабочий диапазон температуры —130 . . . +250 °С, pv = 0,7 МПа·м/с (ГРФПИ).

24.5. УГЛЕГРАФИТОВЫЕ МАТЕРИАЛЫ И КОМПОЗИЦИИ НА ИХ ОСНОВЕ

Широкий класс углеграфитовых материалов и композиций на их основе (наиболее известные НИГРАН, ХИМАНТ-Т, АТМ-1, АТМ-2, АМС-1, АМС-3, АФ-3Т и др.) используют в качестве термо- и химически стойких материалов в машиностроении, авиационной и химической промышленности. При параметре pv = 1,0 МПа·м/с и выше они имеют низкий коэффициент трения и высокую рабочую температуру [1, 4].

Перспективным направлением является создание новых керамических материалов, которые используют в узлах трения с тяжелым температурным режимом в химически активных средах. Они обладают высокими теплопроводностью и теплостойкостью.

24.6. АНТИФРИКЦИОННЫЕ МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ (АММ)

К АММ относятся сплавы на основе меди, свинца, олова, алюминия, цинка, железа. Это баббиты, бронзы, латуни и другие материалы. Их традиционно используют в узлах трения современных машин — подшипниковых узлах. Физико-механические и триботехнические характеристики указанных АММ приведены в работах [1, 7].

К *сплавам на медной основе* относятся бронзы и латуни. Бронзы используют в ответственных подшипниковых узлах с большим значением pv, причем лучше антифрикционные свойства имеют оловянистые бронзы (оловянные, оловянно-свинцовые и оловянно-цинково-свинцовые). Безоловянные бронзы, в том числе алюминиевые, при достаточно хорошей антифрикционности обладают высокой прочностью. Поэтому их применяют в тяжелонагруженных узлах трения станков, дорожных машин, в авиации и др.

Латуни в качестве АММ используют в узлах трения реже, чем бронзы. Латуни — сплавы с добавками кремния, марганца, алюминия и железа. Добавки необходимы для обеспечения технологичности при изготов-

24.20. Зависимость допустимых давлений от толщины слоя баббита в подшипниках скольжения

Толщина слоя баббита, мм	Давление, МПа		
	при нормальных условиях работы	при тяжелых условиях работы	максимально допустимое
0,4	10,5	7,0	14,0
0,05—0,12	14,0	10,0	24,5

лении и антифрикционных свойств, прочности и стойкости к коррозии. Применяют латуни для изготовления втулок, подшипников скольжения и некоторых других деталей.

К *сплавам на оловянной и свинцовой основе* относят баббиты, в состав которых помимо олова и свинца входят сурьма, медь, кадмий, никель, мышьяк и другие металлы. Баббиты используют для заливки вкладышей подшипников скольжения. Они характеризуются высокими антифрикционными свойствами, хорошей прирабатываемостью, теплопроводностью, но имеют низкую сопротивляемость усталости (размягчение наступает при температуре 100 °С). Толщина слоя баббита значительно влияет на допустимые давления в подшипниках (табл. 24.20 [7]).

Сплавы на алюминиевой основе обладают большей усталостной прочностью, чем баббиты, хорошей стойкостью к коррозии. Антифрикционные свойства более высокие у сплавов с добавками никеля, олова, сурьмы, меди, чем у алюминиево-кремниевых и алюминиево-магниевых сплавов.

Алюминиево-оловянные сплавы с повышенным содержанием олова обладают повышенной задиростойкостью, что позволяет использовать их в тяжелонагруженных узлах трения.

Сплавы на цинковой основе, получившие широкое распространение на железнодорожном транспорте, характеризуются технологичностью, хорошей прирабатываемостью (лучшей, чем у бронз, алюминиевых сплавов), что объясняется тем, что они размягчаются при более низких температурах. Кроме того, при попадании абразива в зону трения происходит его внедрение в поверхность детали из цинкового сплава. При этом меньше изнашиваются контртела. Эти свойства позволяют в ряде случаев применять цинковые сплавы вместо алюминиевых сплавов и бронз.

Сплавы на железной основе используют при малых значениях *pv* вследствие их недостаточных прирабатываемости и задиростойкости, что объясняется высокими твердостью и температурой плавления. Чаще всего используют меднистые и графитизированные стали [7].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Воронков Б. Д.** Подшипники сухого трения. Л.: Машиностроение, 1979. 224 с.

2. **Дроздов Ю. Н., Павлов В. Г., Пучков В. Н.** Трение и износ в экстремальных условиях. М.: Машиностроение, 1986. 224 с.

3. **Крыжановский В. К.** Износостойкие реактопласты. Л.: Химия, 1984. 120 с.

4. **Новиков И. И., Захаренко В. П., Ландо Б. С.** Бессмазочные поршневые уплотнения в компрессорах. Л.: Машиностроение, 1981. 238 с.

5. **Полимеры** в узлах трения машин и приборов: Справочник/А. В. Чичинадзе, А. Л. Левин, М. М. Бородулин, Е. В. Зиновьев; Под общ. ред. А. В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 1988. 328 с.

6. **Поляков П. В., Анцупов Ю. А., Лукасик В. А.** Повышение износостойкости резиновых деталей методом диффузионной поверхностной модификации//Трение и износ. 1988. Т. 9, № 2. С. 359—362.

7. **Трение**, изнашивание и смазка: Справочник. В 2 кн./Под ред. И. В. Крагельского и В. В. Алисина. Кн. 1/В. В. Алисин, А. Я. Алябьев, А. М. Архаров и др. М.: Машиностроение, 1978. 400 с.

8. **Триботехнические** свойства антифрикционных самосмазывающихся пластмасс/Под ред. Г. В. Сагалаева, Н. П. Шамбель. М.: Изд-во стандартов, 1982. 64 с.

Глава 25
ФРИКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

25.1. УСЛОВИЯ РАБОТЫ И ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ФРИКЦИОННЫМ МАТЕРИАЛАМ

Фрикционными называют материалы различных классов, используемые для изготовления рабочих (трущихся) элементов тормозных и передаточных устройств.

Основное назначение фрикционных материалов — создание достаточно высокого и стабильного уровня трения в фрикционном устройстве, обеспечивающего требуемые передаточный момент или продолжительность (путь) торможения при отсутствии схватывания, заедания и ограниченном изнашивании элементов пары трения, гарантирующих заданный ресурс работы устройства или механизма [2, 8, 10].

Выделение фрикционных материалов в отдельный раздел триботехнического материаловедения обусловлено спецификой условий эксплуатации и соответственно спецификой требований, предъявляемых к материалам этого назначения.

Как известно, назначение фрикционных устройств — изменение скорости движущихся (вращающихся или движущихся поступательно) масс путем превращения их кинетической энергии в тепловую, которое осуществляется с помощью сил трения в рабочем узле устройства, и последующего рассеяния выделяющейся теплоты.

Энергонагруженность фрикционных устройств определяется величиной рассеиваемой за одно срабатывание устройства кинетической энергии и повторностью срабатываний. При этом большая часть выделяющейся за ограниченный промежуток времени (секунды, десятки секунд) теплоты расходуется на нагрев трущихся элементов, где создаются объемные температурные поля, характер которых в общем случае определяется количеством и скоростью поглощения энергии, теплофизическими свойствами материалов пары, энергонагруженностью и конструкцией узла трения [8, 10].

По характеру работы фрикционные устройства относятся к узлам нестационарного трения, основной особенностью которых является нестабильность условий контактирования в процессе работы. Эта нестабильность, обусловленная нестационарностью теплового и механического нагружения, выражается в изменении механических, теплофизических свойств поверхностных слоев, ведущих к изменению условий контактирования и соответственно к изменению коэффициента трения и интенсивности изнашивания в процессе торможения (срабатывания) фрикционного устройства.

Указанные условия работы приводят к тому, что материалы трущихся элементов фрикционных устройств в процессе эксплуатации подвергаются многократным динамическим механотермическим воздействиям, в том числе многократным высокоскоростным нагревам и охлаждениям, обусловленным как характером теплового нагружения в процессе выполнения однократного срабатывания, так и повторностью срабатываний, а также термической нестабильностью контакта, образованием и перемещением специфических «горячих» зон на поверхностях трения вследствие неоднородных термических деформаций, короблений и др. [3, 10]. Таким образом, трение, изнашивание, теплообразование, термическая деформация фрикционных элементов являются сложными, взаимообусловленными процессами, образующими единый комплекс работы фрикционного устройства.

Соответственно комплекс требований, которым должны отвечать материалы фрикционного назначения, и оценка рабочих характеристик фрикционных пар должны базироваться на единой методологической основе, учитывающей эту специфику.

Одно из основных требований, которое предъявляется к материалам фрикционного назначения, — высокая фрикционная теплостойкость, т. е. способность сохранять постоянными коэффициент трения и интенсивность изнашивания в широком диапазоне скоростей скольжения и температур, развивающихся в процессе работы фрикционного устройства [2, 8, 10]. Эта характеристика имеет принципиальное значение для оценки пригодности материалов пар трения, поскольку при падающей зависимости коэффициента трения от температуры трения или скорости скольжения эффективность фрикционного устройства может оказаться настолько сниженной, что это приведет к нарушению его нормального функционирования (тормоз не остановит движущийся объект). Следовательно, в качестве фрикционных не могут быть использованы материалы (пары трения), у которых происходит необратимое снижение коэффициента трения или катастрофическое возрастание износа при нагреве или после

него в рабочем для данного устройства диапазоне температур [7, 8].

Фрикционные материалы должны обладать достаточно высокой теплопроводностью, удельной и объемной теплоемкостью, низким коэффициентом линейного расширения, высокими температурами плавления или размягчения. Эта группа требований связана, во-первых, с необходимостью обеспечения достаточно эффективного теплоотвода из зоны трения во избежание размягчения или оплавления поверхностных слоев, поглощения выделяющейся теплоты фрикционными элементами при минимизации повышения температуры. Во-вторых, она обусловлена необходимостью обеспечения более равномерного нагрева фрикционных элементов, что в сочетании с низким коэффициентом линейного расширения должно способствовать снижению температурных напряжений и соответственно уменьшать возможность растрескивания, усадки и коробления фрикционных элементов [2, 10].

Помимо этого, фрикционные материалы должны иметь малый модуль упругости, что также способствует снижению температурных напряжений, обусловленных градиентами температур. Они также должны обладать малой удельной плотностью, что обеспечивает снижение массы конструкции тормозного и фрикционного устройства, что особенно существенно в авиации. Материалы фрикционных пар должны обладать достаточно высокими механической прочностью и теплостойкостью, сопротивлением термической усталости, хорошей прирабатываемостью, коррозионной стойкостью, маслостойкостью, водостойкостью и др. Они должны быть технологичными, экономичными, экологичными [7, 8, 10]. Развитие и совершенствование способов и средств торможения стимулировало появление различных типов фрикционных материалов и дифференцирование областей их применения.

В настоящее время в качестве фрикционных материалов используются природные материалы органического происхождения (дерево, кожа, войлок, пробка), металлические материалы (чугуны, стали, бронзы, титановые сплавы), а также композиционные материалы на основе полимеров, металлических порошков, углерода [7, 9, 12].

В табл. 25.1 приведены некоторые сведения по рекомендуемым областям применения типовых современных фрикционных материалов в тормозных и передаточных устройствах [7, 8, 9].

25.2. ПРОЦЕССЫ, РАЗВИВАЮЩИЕСЯ ПРИ КОНТАКТНОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ФРИКЦИОННЫХ ПАР

Область устойчивой работы фрикционных пар с позиций комплекса требований, предъявляемых к материалам для обеспечения работоспособности узлов трения, определяется допустимыми пределами изменения триботехнических свойств контактирующих материалов в результате реализации совокупности механических, физических и химических изменений в материалах в процессе работы трибосопряжения. Несмотря на достаточное разнообразие современных фрикционных материалов, изменения, происходящие в них при фрикционном взаимодействии, могут быть разделены на две большие группы: 1) текущие, т. е. изменения, происходящие непосредственно в процессе трения – однократного срабатывания (торможения, подтормаживания, пробуксовывания); 2) остаточные, т. е. изменения, фиксируемые в материалах после прекращения трения и являющиеся суммарным результатом изменений в процессе однократного срабатывания, повторных срабатываний и условий охлаждения в промежутках между срабатываниями [1, 2, 3, 10].

При этом текущие изменения включают в себя комплекс физико-химических процессов в поверхностных слоях (фазовые и структурные превращения, термоокислительная деструкция, диффузия, трибохимические взаимодействия с окружающей средой и т. д.), изменения микро- и макрогеометрии контакта, деформацию, текущие изменения механических и теплофизических характеристик, которые в совокупности определяют текущие изменения коэффициента трения и износа, т. е. выходные характеристики трибосопряжения.

В задачу триботехнического материаловедения применительно к подбору фрикционных материалов входит выявление оптимальных условий эксплуатации, при которых могут быть обеспечены замедленное накопление необратимых изменений, относительная стабильность и равномерность изменения химического и фазового состава и структуры поверхностных слоев, регенерация рабочего слоя по мере его изнашивания и соответственно сохранение постоянства его трибологических свойств в диапазоне рабочих режимов эксплуатации.

Эта задача может решаться с помощью различных конструкционных и технологических мероприятий:

регулирования теплоотвода из зоны трения путем использования вентилируемых конструк-

25.1. Области применения фрикционных материалов

Условия работы	Наименование узла трения	Материалы пары трения		Температура, °С		Удельная нагрузка p_a, МПа	Ориентировочные значения коэффициента трения f
		Фрикционный элемент	Контртело	$\theta_{поверх}$	$\theta_{об}$		
Легкие, со смазочным материалом	Сцепления мотоциклов, вертолетов, фрикционы гидромеханических передач, приборов, муфты автоматических коробок передач	Стали, композиционные материалы на полимерной основе; спеченные материалы на основе меди, алюминия	Стали, чугуны, бронзы	100	100	0,8—1,0	0,08—0,12
Тяжелые, со смазочным материалом	Сцепления тракторов, муфты сцепления автомобилей, фрикционы гусеничных машин	Спеченные композиционные материалы на основе меди, железа; композиционные материалы на полимерной (смоляной) основе	Стали, титановые сплавы	150	150	6,0—7,0	0,08—0,1
Легкие, без смазочного материала	Предохранительные муфты конвейеров, электродвигателей, поворотные муфты	Спеченные композиционные материалы на основе меди; полимерные композиционные материалы на каучуковом связующем; природные материалы (кожа, войлок, древесина)	Стали	200	120	3,5	0,3—0,35
Средние, без смазочного материала	Предохранительные муфты экскаваторов, шинно-пневматические муфты, сцепления мотоциклов, тормоза подъемно-транспортных механизмов, автомобилей, тракторов, экскаваторов, тормозные устройства кузнечно-прессового оборудования	Полимерные композиционные материалы на комбинированном связующем; спеченные композиционные материалы на основе меди и железа	Стали, серые чугуны	500	250	1,5	0,25– 0,28

Продолжение табл. 25.1

Условия работы	Наименование узла трения	Материалы пары трения		Температура, °С		Удельная нагрузка p_a, МПа	Ориентировочные значения коэффициента трения f
		Фрикционный элемент	Контртело	$\theta_{макс}$	$\theta_{об}$		
Тяжелые, без смазочного материала	Тормоза большегрузных автомобилей, гоночных автомобилей, буровых лебедок, тормозные устройства подвижного состава железнодорожного транспорта, авиатормоза	Спеченные композиционные материалы на основе железа; полимерные композиционные материалы на основе термореактивных смол; композиционные материалы системы «углерод-углерод»	Легированные чугуны, спеченные материалы на основе железа, углерод-углеродные материалы	1200	600	2,0	0,22—0,28
Сверхтяжелые, без смазочного материала	Тормозные устройства аэробусов, космических кораблей многоразового пользования	Спеченные композиционные материалы на основе железа, углерод-углеродные композиционные материалы	Легированные чугуны, спеченные материалы на основе железа, углерод-углеродные композиционные материалы	2000	900	2,0	0,20—0,25

ций тормозов и муфт, изменения коэффициента взаимного перекрытия фрикционного устройства, принудительной подачи охлаждающих сред (жидких и газообразных), использования в фрикционных элементах в качестве теплопоглотителей специальных вкладышей из металлов, обладающих большей теплоемкостью по сравнению с фрикционным слоем;

регулирования физико-химических, термодеструкционных, диффузионных процессов в поверхностных слоях материалов фрикционных пар путем принудительной подачи в зону трения специальных газовых сред, оказывающих направленное трибохимическое действие на поверхностные слои контактирующих материалов, а именно: подавление в определенных температурных диапазонах термодеструкции в материалах на полимерном связующем, образование трибосоединений, обеспечивающих повышение работоспособности. Например, в результате исследований, выполненных применительно к фрикционным материалам на полимерных связующих (смоляном, каучуковом, комбинированном) [7, 11], установлено, что принудительная подача в зону трения углекислого газа CO_2 или выхлопных газов двигателей внутреннего сгорания существенно снижает интенсивность термодеструкционных процессов в поверхностных слоях контактирующих материалов в диапазоне температур трения 300—700 °С и повышает износостойкость рабочих элементов в 2—7 раз.

Введение в зону трения азота и аммиака позволило снизить износ порошковых фрикционных материалов на основе железа (ФМК-11, МКВ-50А) при температурах трения 600—950 °С в 7—9 раз при лабораторных испытаниях и в 2—4 раза при стендовых испытаниях натурного многодискового тормоза благодаря образованию специфических рабочих слоев вследствие трибохимического взаимодействия с указанными газовыми средами [2].

25.3. МЕТОДЫ ИСПЫТАНИЯ И ОЦЕНКИ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ФРИКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Оценку рабочих характеристик фрикционных пар, подбор оптимальных сочетаний материалов, обеспечивающих требуемую работоспособность узла трения, осуществляют на основе комплекса экспериментально-расчетных работ, включающих в себя проведение серий лабораторных, стендовых и натурных испытаний, физическое и математическое моделирование процесса трения и изнашивания фрикционных узлов с использованием данных экспериментальных исследований, что позволяет в конечном итоге прогнозировать работоспособность трибосопряжений фрикционного назначения на стадии разработки конструкции [7, 8, 10].

Лабораторные испытания фрикционных пар проводят при стационарном и нестационарном режимах трения. Испытания при стационарном режиме трения проводят на серийно выпускаемых промышленностью машинах трения типов УМТ-1, Унитриб, СМЦ-2, 2070 СМТ-1, СТИН [2, 7—10]. Они позволяют получить зависимости коэффициента трения и интенсивности изнашивания от скорости скольжения, температуры трения, удельной нагрузки, а также оценить зависимость температуры трения от скорости скольжения и удельной нагрузки при постоянной (фиксированной) продолжительности испытания на каждой ступени скорости скольжения или удельной нагрузки в условиях установившегося теплового режима трения [7, 8, 10].

Лабораторные испытания фрикционных пар при нестационарном режиме трения (режимы разгона, торможения или подтормаживаний) проводят на инерционных машинах трения типов ИМ-58, МИФИ-1, МИФИ-2 [5, 6, 9, 10]. Этот вид испытаний позволяет определить триботехнические характеристики фрикционных пар в зависимости от удельной работы торможения (буксования) $W_{уд}$, удельной мощности торможения $N_{уд}$, осевой силы P, удельной нагрузки p_a, начальной скорости торможения v, числа повторных срабатываний n, а также характер зависимости температуры трения θ в процессе испытаний от перечисленных параметров.

Для установления влияния конструктивного выполнения фрикционного устройства на триботехнические характеристики пар трения проводят испытания на стендах, позволяющих исследовать температурный режим, трение и износ реальных фрикционных устройств — тормозов, муфт, вариаторов. Различают стенды универсального назначения, предназначенные для испытания различных конструкций, и специализированные стенды, предназначенные для испытания одного вида устройств, например авиатормозов, муфт сцепления автомобилей и др.

Эксплуатационные свойства фрикционных пар оцениваются рядом следующих показателей [7, 8, 10]: коэффициентом (моментом) трения, коэффициентом стабильности момента трения, коэффициентом колебания тормозного момента в процессе срабатывания устройства, коэффициентом эффективности торможения, интенсивностью изнашивания

фрикционных элементов, продолжительностью срабатывания тормозного устройства.

Коэффициент стабильности тормозного момента $\alpha_{ст} = M_{ср}/M_{max} = f_{ср}/f_{max}$, где $M_{ср}$ и M_{max} — соответственно средний и максимальный тормозные моменты; $f_{ср}$ и f_{max} — средний и максимальный коэффициенты трения.

Коэффициент колебания тормозного момента (коэффициента трения) $\gamma = M_{min}/M_{max} = f_{min}/f_{max}$, где M_{max} и f_{max} — максимальные соответственно тормозной момент и коэффициент трения. Коэффициент эффективности торможения $\beta_{эф} = \alpha_{ст}/t_т$, где $t_т$ — продолжительность срабатывания фрикционного устройства.

25.4. ФРИКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ НА ПОЛИМЕРНОЙ ОСНОВЕ

Основной объем мирового производства фрикционных материалов приходится на композиционные многокомпонентные материалы на полимерной основе (ФПМ). Достаточно сказать, что не менее 90 % современных автомобилей и тракторов оснащены сцеплениями и тормозами с накладками из ФПМ [7].

В качестве полимерного связующего при производстве ФПМ используют латексы, натуральные и синтетические каучуки, синтетические смолы (фенолформальдегидные, крезолформальдегидные, анилинформальдегидные, модифицированные канифолью, льняным маслом, фурфуролом, тунговым маслом и другими веществами), а также смеси каучуков и синтетических смол — комбинированные связующие.

Фрикционные полимерные материалы армируют рядом волокнистых наполнителей, среди которых самым распространенным является асбест. Количество этого наполнителя в различных фрикционных композициях может составлять 10—80 %.

Применение асбеста, обладающего волокнистым строением, в качестве армирующего компонента позволяет существенно повысить теплостойкость, сопротивление растрескиванию и механическую прочность фрикционных накладок различного назначения. Однако несмотря на преимущества асбеста по сравнению с другими волокнистыми наполнителями (физико-химические свойства, технологичность, достаточная сырьевая база и дешевизна), отмечается четкая тенденция к ограничению и даже запрещению использования его во фрикционных изделиях в связи с вредным воздействием асбестовой пыли на здоровье человека и окружающую среду.

В связи с этим резко интенсифицировались исследования в области создания экологически чистых безасбестовых фрикционных полимерных материалов, способных конкурировать с асбестосодержащими материалами. В разных странах проводят работы по замещению волокон асбеста некоторыми видами других минеральных волокон, в частности базальтовыми, минеральной ватой, углеродными и металлическими волокнами, стекловолокном, волокнами органического происхождения, в том числе арамидными, типа «Кевлар» и др. [7, 12]. Однако до сих пор проблема создания и промышленного производства высокоэффективных и дешевых фрикционных безасбестовых полимерных материалов еще не решена. Асбест продолжает занимать лидирующее положение среди армирующих волокнистых наполнителей фрикционных материалов на полимерной основе.

Наряду с волокнистыми компонентами в состав ФПМ вводят ряд порошковых наполнителей, суммарное действие которых сводится к реализации заданного комплекса физико-химических, механических, фрикционных и технологических свойств композиционного материала. Общее количество этих добавок может составлять 20—60 %.

В качестве наполнителей используют металлические порошки (Sn, Pb, Cu и др.); металлическую стружку (латунь, бронза); оксиды (Al_2O_3, Fe_2O_3, ZnO, PbO_2); сульфиды (MoS_2, FeS), сульфаты ($BaSO_4$); графит, сажу.

Мелкодисперсный оксид алюминия, например, обеспечивает более высокий уровень коэффициента трения, барит $BaSO_4$ способствует повышению противозадирной стойкости, снижению износа, стабилизации коэффициента трения. Противоизносным эффектом обладает и оксид цинка (цинковые белила). Многофункциональным назначением обладают металлические наполнители, которые одновременно увеличивают теплофизические характеристики ФАПМ, способствуют лучшему теплоотводу из зоны трения, а при высоких температурах, превышающих предел теплостойкости полимерного связующего, частично могут брать на себя его функции [7].

Фрикционные полимерные материалы могут быть изготовлены с использованием различных технологических схем, основные из которых следующие [7, 12]:

формование брикетов из асбополимерных смесей в пресс-формах с последующими термообработкой для отвердения связующего и механической обработкой для получения требуемых геометрических размеров. Шифры

(коды) некоторых материалов этого вида: АГ-1Б (01), ФК16Л(06), ФК-24А(07), 43-612(08), 6КХ-1(29), 6КХ-15(33); 7КФ-34 (47);

вальцевание асбополимерных смесей в валковых машинах или ленточных вальцовых станках, позволяющее получить непрерывную ленту заданной ширины, с последующей механической обработкой. Шифры материалов этого типа: 6КВ-10(26), 6КВ-56А(28), 8-45(52);

изготовление тканых фрикционных изделий (тканой тормозной ленты, тормозных накладок, накладок сцепления) путем пропитки связующим, термообработки и калибрования по толщине тканого каркаса из асбестовых нитей, стекловолокна или других нитей, армированных латунной проволокой, изготовленных на лентоткацких станках — материалы типов ЛАТ-1(72), ЛАТ-2(71), ЛАТ-3(84).

изготовление изделий методом навивки предварительно пропитанной асбестовой нити на специальных навивочных станках — материалы шифров 101-303(62), 321-24(99);

изготовление фрикционных изделий из картонобакелита и картонолатекса путем пропитки, сушки, термообработки и механической обработки заготовок, полученных вырубкой из асбестового картона — материалы типа 6ЛП-55(43).

Конструктивное оформление изделий из ФПМ обусловливается типом конструкции тормозного узла или сцепления. Фрикционные накладки крепят к несущему металлическому элементу (колодка тормоза, диск сцепления и т. д.) с помощью приклеивания, приформовывания или механическим путем (винтами, заклепками и т. д.). Каждый из указанных способов имеет свои преимущества и недостатки. В частности, приклеивание накладок по сравнению с клепкой за счет увеличения эффективной толщины накладок и повышения номинальной поверхности трения увеличивает ресурс накладки [7, 12], но осложняет замену накладок.

25.2. Усредненные физико-механические и триботехнические характеристики ФПМ для тормозов и сцеплений

Характеристика	Типы накладок							
	Формованные			Эластичные	Картонно-латексные	Картонно-бакелитовые	Тканебакелитовые	Спирально-навитые
	на каучуковой основе	на комбинированном связующем	на смоляном связующем					
Плотность $\rho \cdot 10^{-3}$, кг/м	2,0—2,5	1,9—2,6	2,1—2,5	1,9—2,3	1,6	2,0	2,0—2,1	1,5—1,8
Твердость НВ, МПа	200—310	210—440	250—430	20—35	190	320	280—370	110—170
Предел прочности, МПа								
$\sigma_{ср}$	35,9—69,1	20,7—45,3	28,0—47,1	13,8—25,8	50,9	81,3	81,0—90,3	108,4—121,7
$\sigma_{сж}$	56,7—104,8	43,2—152	72,8—124,1	21,8—50	73,0	104,3	95,2—102	37,4—56,0
$\sigma_{и}$	32,5—81,8	27,8—56,5	22,0—50,6	11,5—16,6	56,1	107	63,5—64,2	72,5—99,1
$E_{изг}$, ГПа	2,1—5,0	3,5—6,7	5,1—5,7	0,11—0,21	4,8	5,6	1,7—4,9	3,3
Удельная теплоемкость c, Дж/(кг·К)	880—1170	920—1150	960—1000	880—1100	1090	1050	1220	1260—1340
Теплопроводность λ, Вт/(м·К)	0,4—0,52	0,41—0,61	0,76—0,81	0,43—0,5	0,35	0,35	0,44	0,38
Влагопоглощение, %	0,1—0,8	0,2—0,7	0,2—0,3	0,4—0,8	3,0	1,3	2,2—2,6	6,2—10,1
Коэффициент трения	0,44—0,56	0,38—0,53	0,37—0,4	0,46—0,49	0,43	0,31	0,41—0,44	0,5—0,57
Износ Δh, мм	0,07—0,17	0,09—0,28	0,11—0,14	0,07—0,18	0,13	0,12	0,11	0,11

Примечание. Триботехнические характеристики определялись при $\theta = 120$ °С, $v = 7{,}5$ м/с, $p_a = 0{,}27$ МПа.

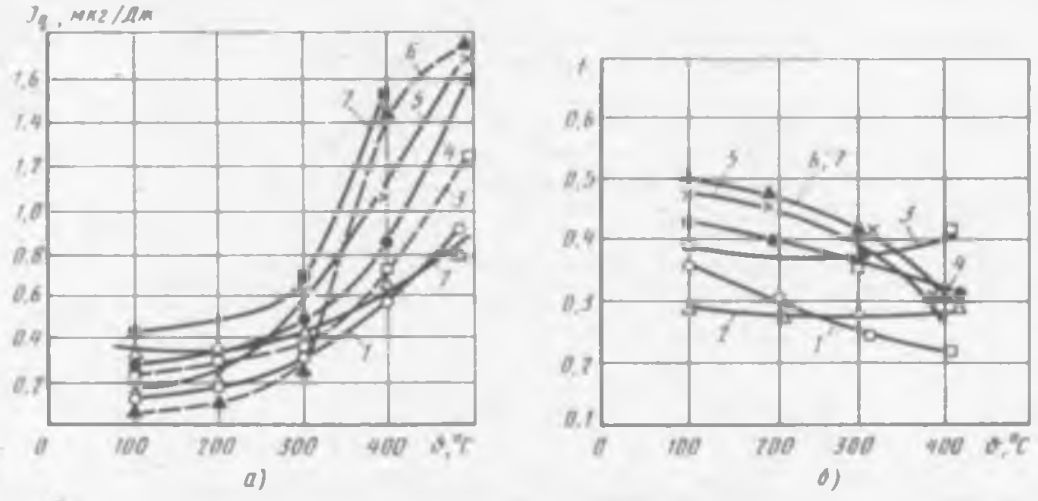


Рис. 25.1. Температурные зависимости коэффициента трения f и интенсивности изнашивания J_h асбополимерных материалов при испытаниях в паре с чугуном СЧ18:

1 — ФК-24А (на смоляном связующем); *2* — ФК-16Л (на смоляном связующем, армирован латунной проволокой); *3* — материал 145-40 (на комбинированном связующем); *4* — 6КХ-15 (на каучуковом связующем); *5* — 6КХ-1 (на каучуковом связующем); *6* — 6КВ-10 (на каучуковом связующем); *7* — 7КФ-34 (на комбинированном связующем)

В табл. 25.2 приведены некоторые усредненные физико-механические и триботехнические характеристики для основных видов фрикционных материалов на полимерной основе, используемых для накладок тормозных устройств и сцеплений [7].

Триботехнические характеристики пар трения с ФПМ существенно зависят от температуры трения, развивающейся в процессе работы фрикционных устройств. На рис. 25.1 приведены температурные зависимости коэффициента трения и интенсивности изнашивания J_h для фрикционных пар с ФПМ на каучуковом, комбинированном и смоляном связующем в рабочем диапазоне температур, характерном для легких и средних условий работы без смазочного материала. Повышение температуры трения приводит к снижению коэффициента трения и повышению интенсивности изнашивания, что наиболее заметно проявляется при первичном использовании элементов трения из ФПМ [1, 7, 10]. Работоспособность материалов этого класса определяется теплостойкостью полимерного связующего, процессами развития термодеструкции связующего и отдельных наполнителей, взаимодействием продуктов деструкции с поверхностями трения, выгоранием связующего и т. д.

Триботехнические показатели пар трения с ФПМ в реальных фрикционных устройствах определяются комплексом параметров, включающих параметры режима эксплуатации, конструктивного выполнения устройства, окружающей среды, геометрии контактирования трущихся элементов и т. д. [2, 7, 8, 10].

25.5. ПОРОШКОВЫЕ ФРИКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Фрикционные композиционные материалы на металлической основе, изготовляемые с использованием технологии порошковой металлургии, обладают рядом преимуществ по сравнению с материалами на полимерной основе при работе в средних и тяжелых условиях трения. Это, в первую очередь, связано с повышенной теплостойкостью порошковых фрикционных материалов. Использование фрикционных порошковых материалов благодаря их относительно высоким теплофизическим характеристикам, износостойкости и технологичности позволяет существенно уменьшить объем тормозов и муфт по сравнению с использованием асбополимерных материалов и создать весьма компактные фрикционные механизмы с высокой удельной энергонагруженностью.

Порошковые фрикционные материалы используют при работе в узлах трения со смазочным материалом и без него. Наиболее часто эти материалы применяют в многодисковых тормозах, муфтах сцепления и других устройствах.

Так же как асбополимерные материалы, порошковые материалы являются многокомпонентными композициями. Их изготовляют из металлических порошков с различными неме-

25.3. Состав порошковых фрикционных материалов на основе железа и меди

Материал	Fe	Cu	Mn	Sn	Pl	C	Ni	Cr	W	SiO	BaSO	PbSO	MoS	Асбест	SnS	B_4C	BN
ФМК-8	Остальное	До 15	—	—	До 15	До 9	0—26	0—9	0—5	0—3	0—6	—	—	0—3	—	—	—
ФМК-11	64	15	—	—	—	9	—	—	—	3	6	—	—	3	—	—	—
ФМК-79	64	10	—	—	—	6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	5	3
МКВ-50А	64	10	—	—	—	8	—	—	—	—	—	2	—	2	5	—	—
СМК	Остальное	9—25	6,5—10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1—6	8—15	6—12
СМК-80	48	23	7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2—5	—	3,5	10	6,5
СМК-83	54	20	7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2,0	—	1,0	9,5	6,5
ЖФ	Остальное	До 30	—	—	—	—	—	—	—	До 6	—	—	—	До 6	—	—	—
МК-5	3—5	68—76	—	8—10	7—9	До 8	0—2	—	—	0—6	—	—	—	0—10	—	—	—
ФОБ	5	74	—	6	8	7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
ФАБ (1 % Al)	5	69	—	—	—	7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
ФАОБ (4 % Al)	5	74	—	2	7	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
МП-11	4	57	—	10	5	4	—	—	—	—	—	—	—	9	—	—	—
ФМК-845	Остальное	—	—	—	—	3,8	0,8—1,1	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—

25.4. Характеристики физико-механических свойств порошковых фрикционных материалов на основе железа и меди

Характеристика	ФМК-8	ФМК-11	ФМК-79	ФМК-845	МКВ-50А	СМК-80	МК 5	ФАБ	МП-11
Плотность $\rho \cdot 10^{-3}$, кг/м^3	7,0	6,0	5,3	6,0	5,0	5,6—6,3	5,9	6,0—6,5	3,0
Пористость, %	—	5—10	—	5	5—10	15—20	—	—	30
Твердость НВ, МПа	650—850	800—1000	—	1000—1300	800—1000	850—950	150—450	600—1000	150—190
Теплопроводность λ, Вт/(м·°С), при температуре, °С:									
200—500	—	41,5—34,3	27,2—18,9	25,7	27,2—20,5	54,4—36,1	41,8—36,1	—	—
100—900	—	41,5—18,8	—	—	28,4—18,8	—	—	—	—
Удельная теплоемкость c, Дж/(кг·°С), при 100—800 °С	—	502—711,8	502—711,8	450	502—837	—	—	—	—
Коэффициент линейного расширения $\alpha \cdot 10^6$ при 200—500 °С	—	13,3—14,8	—	—	10,9—11,3	11,0—12,3	17,6—22,0	—	12,0—12,7

таллическими добавками и используют в виде тонких пластин, накладок или облицовок (фрикционных слоев) на несущих стальных элементах, например дисках трения.

Условно компоненты, вводимые в состав шихты фрикционных материалов, могут быть подразделены по функциональному назначению на следующие группы [9]:

компоненты, регулирующие адгезионное взаимодействие на поверхностях трения, уменьшающие схватывание, заедание поверхностей, т. е. обладающие противозадирными свойствами (MoS_2, WS_2, $BaSO_4$, CuS, $FeSO_4$, графит, BN и др.);

компоненты, повышающие коэффициент трения контактирующих пар без повреждения поверхностей (Al_2O_3, SiO_2, SiC, B_4C, Cr_2O_3 и т. п.);

компоненты, образующие металлическую основу (матрицу), а также легирующие элементы, обеспечивающие заданные механические и теплофизические свойства материала.

В промышленном производстве наибольшее распространение в качестве металлической основы фрикционных материалов получили медь и железо, которые используются как в чистом виде, так и в легированном. В частности, широко распространено легирование медной матрицы оловом, алюминием. Известно также применение порошков легированных сталей [9, 12].

Технология изготовления фрикционных деталей из порошковых материалов включает в себя ряд операций: приготовление исходной шихты в смесителях различного типа, прессование полуфабрикатов накладок в пресс-формах при давлении прессования 200—250 МПа для смесей на основе медного порошка и 400—500 МПа для смесей на основе железа, сборка накладок совместно со стальными несущими каркасами, спекание пакетов под давлением в нейтральной или восстановительной атмосфере при температуре ниже температуры плавления металлической основы, механическая обработка спеченных накладок (шлифование, нарезание канавок). Порошковые фрикционные материалы изготовляют также горячим прессованием, диффузионной вакуумной сваркой, напылением фрикционного слоя на стальную подложку.

В табл. 25.3 и 25.4 приведены сведения по химическому составу некоторых фрикционных материалов на основе железа и меди, а также механические и теплофизические характеристики этих материалов [2, 9, 10].

Рабочие характеристики пар трения с порошковыми материалами зависят от большого количества факторов, в том числе от технологических параметров, режимов эксплуатации или испытания, геометрии контак

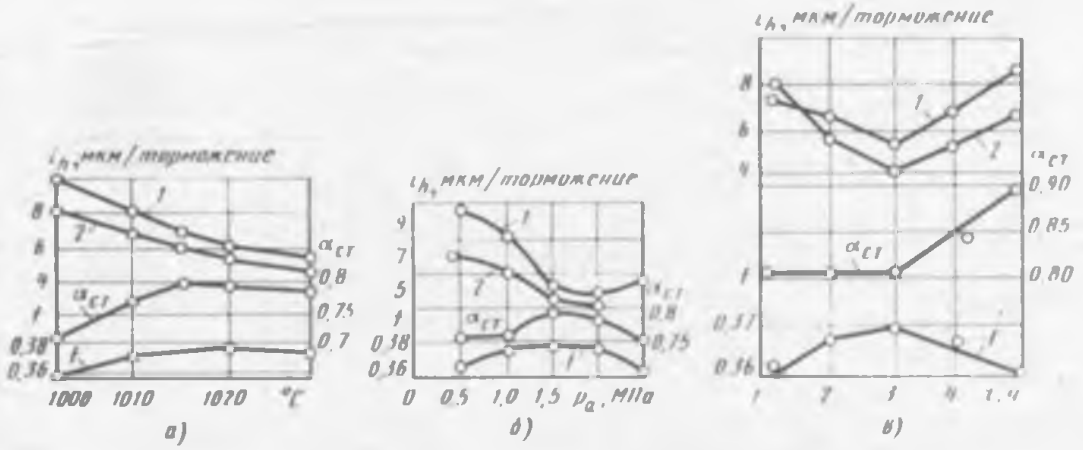


Рис. 25.2. Зависимость фрикционно-износных характеристик материала МКВ-50А, работавшего в паре с чугуном ЧНМХ, от технологических параметров:

а — температуры спекания; *б* — давления при спекании; *в* — продолжительности спекания; *1* — износ МКВ-50А; *2* — износ ЧНМХ

тирования, окружающей среды, материала контртела [2, 5, 6, 8—10].

На рис. 25.2 приведены зависимости коэффициента трения и износа для пары трения МКВ-50А-ЧНМХ от температуры, давления и продолжительности спекания [9]. Зависимости коэффициента трения и интенсивности изнашивания J_q от температуры трения при различных удельных нагрузках для пары трения ФМК-11-ЧНМХ (испытания по методу фрикционной теплостойкости) приведены на рис. 25.3 [10]. На рис. 25.4—25.6 показан характер зависимости триботехнических свойств ряда фрикционных пар от параметров режима трения (скорость скольжения, удельная нагрузка) и коэффициента взаимного перекрытия $K_в$, при нестационарном тепловом режиме испытания [5, 6]. В табл. 25.5 приведены рабочие характеристики ряда фрикционных порошковых материалов на основе железа в паре с различными чугунами и сталями при различных режимах торможения [9].

Характеристики пар трения с порошковыми материалами на основе меди, применяющихся в основном в узлах трения со смазкой, приведены в табл. 25.6 и 25.7 [9]. Для коэффициента трения фрикционных пар с материалами этого типа характерны падающие зависимости от скорости скольжения и возрастающие от удельной нагрузки. Максимально допустимые температуры трения для материалов на медной основе относительно невелики и регламентируются температурой термического разложения масла. В узлах сухого трения эти материалы используют при легких и средних тепловых режимах трения [9, 12]. Достаточно высокие механические характеристики и, в частности, прочность на сжатие позволяют исполь-

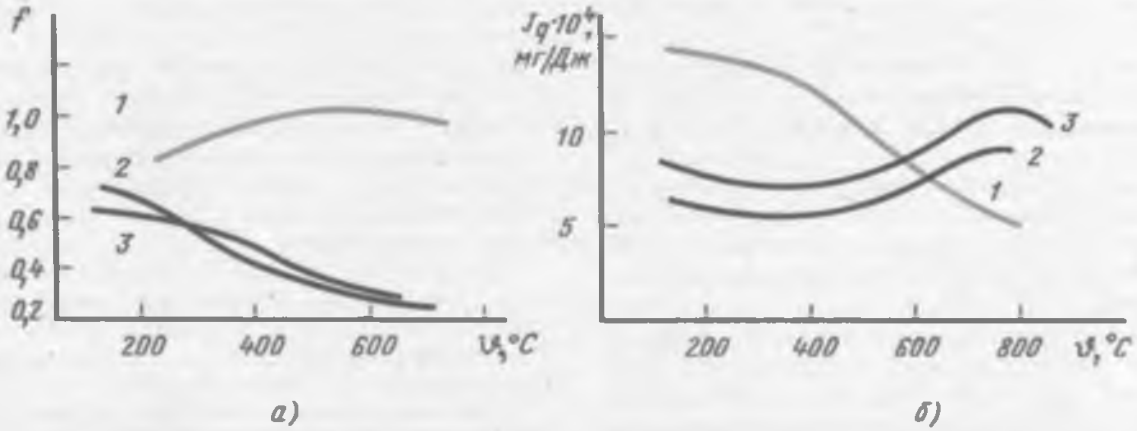


Рис. 25.3. Температурная зависимость коэффициента трения (*а*) и интенсивности изнашивания J_q (*б*) материала ФМК-11, работающего в паре с чугуном ЧНМХ, при различных удельных нагрузках:

1 — p_a = 0,5 МПа; *2* — 1,0 МПа; *3* — p_a = 1,5 МПа

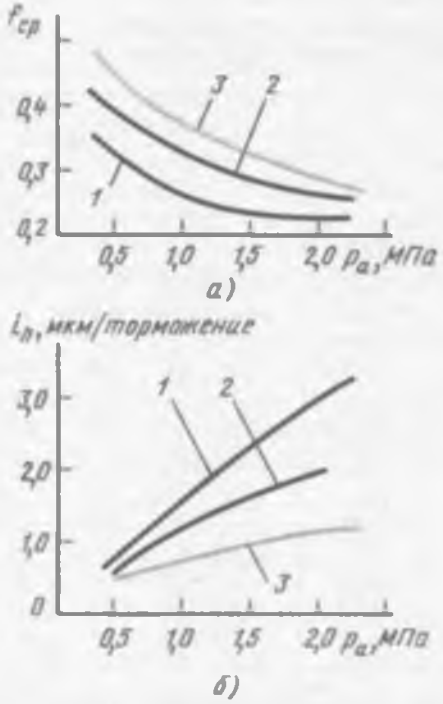


Рис. 25.4. Зависимость коэффициента трения (*а*), износа (*б*) материалов ФМК-11 (*1*), МКВ-50А (*2*) и ФМК-79 (*3*) от удельной нагрузки при торможении

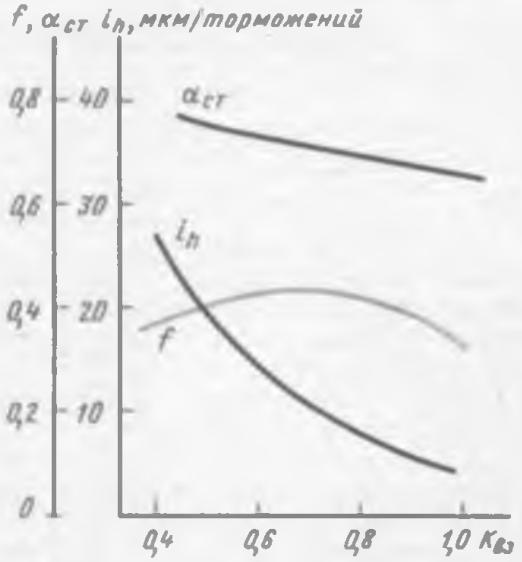
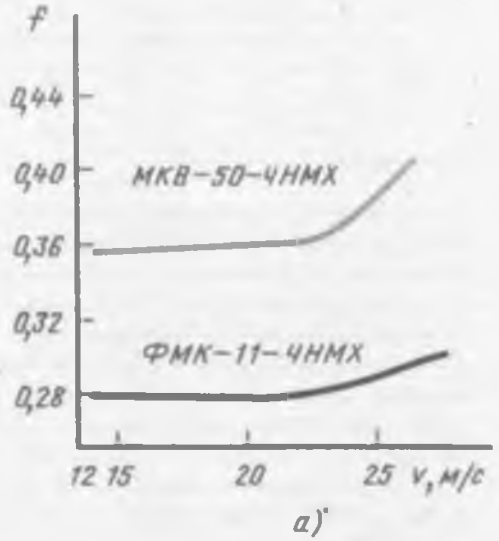


Рис. 25.5. Зависимость фрикционно-износных характеристик пары трения МКВ-50А — ЧНМХ от коэффициента взаимного перекрытия $K_{вз}$ при постоянных значениях работы и начальной скорости торможения

ювать материалы на медной основе в узлах трения со смазочным материалом, работающих при весьма высоких скоростях скольжения и удельных нагрузках. Например, материал типа МК-5 в паре со сталями 65Г и 40Х может работать при скоростях скольжения свыше 50 м/с и давлении до 4,0 МПа [9].

Недостатками спеченных деталей фрикционного назначения являются сложность технологии, невысокие по сравнению с конструкционными механические свойства и высокая стоимость. В триботехническом аспекте недостатком этих материалов является склонность к схватыванию, повышенное изнашивание при невысоких скоростях скольжения и температурах трения, а также меньший по сравнению с ФПМ коэффициент стабильности трения, главным образом в узлах су



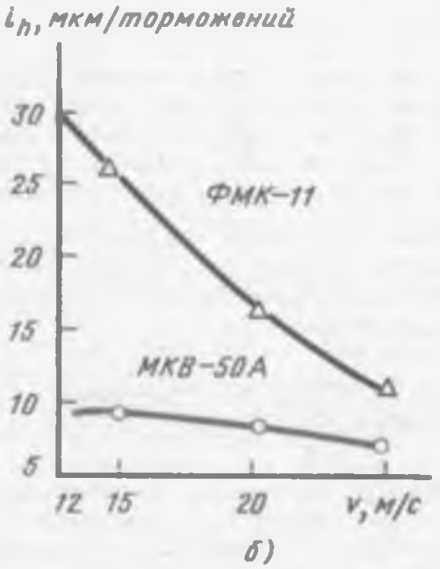


Рис. 25.6. Зависимость коэффициента трения (*а*) и износа (*б*) материалов ФМК-11 и МКВ-50, работающих в паре с чугуном ЧНМХ, от начальной скорости торможения

25.5. Характеристики трения и изнашивания пар трения с порошковыми материалами на основе железа при различных режимах нагружения

Пара трения	Условия испытания			$f_{ср}$	$\alpha_{t,1}$	Износ i_h, мкм/торможение	
	v, м/с	p_a, МПа	$W_{уд}$, МДж/м²			фрикционного материала	контртела
СМК-80-СЧ 21	20	0,2	1,25	0,36	0,85	0,04	0,07
СМК-80-30ХС	20	1,2	16,0	0,36	0,70	5,0	1,0
СМК-80-ЧНМХ	20	1,0	54,0	0,39	0,71	1,3	4,0
СМК-83-СЧ21	12	0,4	4,5	0,37	0,8	0,3	0,2
ЖФ-СЧ 21	10	0,2	1,25	0,27	0,87	0,03	0,07
ЖФ-СЧ 21	12	0,4	4,5	0,35	0,83	0,2	—
ЖФ-СЧ 21	15	1,0	19,0	0,58	0,85	1,4	0,1
ЖФ-ст. 45	12	0,4	4,5	0,3	0,7	0,5	—
ФМК-11-СЧ 21	12	0,4	4,5	0,31	0,89	0,4	0,3
ФМК-11-сталь 45	12	0,4	4,5	0,27	0,80	0,6	0,2
ФМК-11-30ХС	20	1,2	16,0	0,21	0,70	35	—
ФМК-11-ЧНМХ	20	1,0	54,0	0,27	0,73	15	2,0
МКВ-50А-СЧ 21	12	0,4	4,5	0,35	0,8	0,6	0,5
МКВ-50А-30ХС	20	1,2	16,0	0,36	0,7	5,0	1,0
МКВ-50А-ЧНМХ	20	1,0	54,0	0,37	0,77	7,5	6,0

25.6. Служебные характеристики фрикционных материалов на основе меди при работе в паре со сталью 65Г в среде масла

Материал	Скорость скольжения v, м/с	Удельная нагрузка p_a, МПа	Тип смазочного материала	Коэффициент трения f	Износ i_h, мкм, за 100 торможений
МК-5	20	3,8	МТ-16П	0,05	1,4
МК-5	15	1,45	ДП-8	0,06	0,4
МК-5	40	2,6	МТ-16П	0,05	25
ФАБ	20	3,8	МТ-16П	0,04	0,5
ФАОБ	20	3,8	МТ-16П	0,05	0,3

25.7. Износ материала МК-5 при работе в паре со сталью 65Г, смазка МТ-16П, при различных режимах трения

Скорость скольжения v, м/с	Удельная работа трения $W_{уд}$, МДж/м²	Износ i_h, мкм, за 100 торможений при удельной нагрузке, МПа		
		1,0	2,5	4,0
10	0,5	5	10	12
	2,0	13	25	30
	3,5	18	35	40
25	0,5	10	18	28
	2,0	25	30	65
	3,5	39	67	90
40	0,5	15	30	40
	2,0	17	75	100
	3,5	50	100	130

хого трения. Это делает предпочтительным применение в условиях относительно легких тепловых режимов трения фрикционных материалов на полимерной основе.

25.6. УГЛЕРОД-УГЛЕРОДНЫЕ ФРИКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Фрикционные материалы третьего поколения — углерод-углеродные композиции — предназначены для работы в сверхтяжелых условиях трения, когда температура поверхности фрикционных элементов превышает 1200 °С. Материалы этого класса являются композициями на основе углеродной матрицы и углеродных волокнистых наполнителей. В отличие от композиций на полимерном связующем, армированных углеродным волокном, т. е. углепластиков, у которых работоспособность ограничивается термостойкостью полимерного связующего, материалы на углеродном связующем, обладающем физико-химическими свойствами, сходными со свойствами углеродного волокна, имеют существенно расширенный диапазон рабочих температур [4, 12].

Впервые в качестве фрикционных эти материалы были применены в многодисковых

тормозах самолета «Конкорд». Их преимущества по сравнению с традиционными порошковыми фрикционными материалами следующие: низкая удельная плотность ($\rho = 1{,}65 \ldots 1{,}75 \cdot 10^3$ кг/м^3), обеспечивающая экономию в массе тормозов до 40 %, высокие износостойкость и теплостойкость, сохранение высокой удельной прочности в широком диапазоне температур. На рис. 25.7 в качестве иллюстрации приведены сравнительные данные по температурной зависимости удельной прочности (σ/ρ) для ряда различных материалов, из которых можно видеть принципиальные отличия механических свойств углерод-углеродных композиций [4].

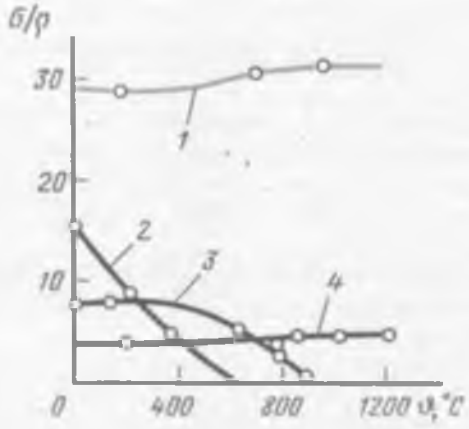


Рис. 25.7. Температурная зависимость удельной прочности материалов различных классов:

1 — углерод-углеродная композиция; *2* — титан; *3* — сталь Х18Н9; *4* — композиция на основе углеродной матрицы, армированной стекловолокном

25.8. Характеристики механических свойств углерод-углеродных композиций в зависимости от содержания армирующего волокна и температуры термообработки

Содержание волокна, %	T, °С	$\rho \cdot 10^{-3}$, кг/м^3	$\sigma_{и} \cdot 10^{-1}$, МПа	$E_{и} \cdot 10^{-4}$, МПа
9	1100	1,77	6,2	2,2
	2630	1,75	6,3	1,7
	3000	1,68	5,3	1,1
25	1100	1,63	9,7	2,3
	2630	1,68	8,5	2,1
	3000	1,65	7,7	1,7
36	1100	1,59	11,2	2,4
	2630	1,64	9,2	2,4
	3000	1,63	9,1	1,8
46	1100	1,57	13,2	3,4
	2630	1,61	11,0	2,4
	3000	1,63	10,1	1,8

По механическим показателям углерод-углеродные композиции приближаются к конструкционным углепластикам. В табл. 25.8 приведены значения модуля упругости $E_{и}$ и прочности на изгиб $\sigma_{и}$, для ряда углерод-углеродных композиций в зависимости от процентного содержания наполнителя и температуры термообработки [4].

Недостатком углерод-углеродных композиций является окисляемость при высоких температурах, что требует принятия специальных защитных мер, обеспечивающих нормальную работу фрикционных элементов в процессе эксплуатации. Защита от окисления включает в себя комплекс технологических и конструкционных мероприятий, направленных на затруднение доступа кислорода и диффузии его в объем фрикционных элементов, что достигается применением специальных покрытий или защитных экранов на открытых (боковых) поверхностях фрикционных элементов и (или) использованием добавок, вводимых в состав материала и обеспечивающих подавление активных центров взаимодействия с кислородом [11, 12].

Углерод-углеродные композиции могут быть получены несколькими способами, в том числе высокотемпературным пиролизом полимерной матрицы. При этом в качестве связующего используются различные смолы, каменноугольный пек и их смеси [4, 12]. В качестве матрицы используют также пиролитический углерод, получаемый химическим осаждением на углеродном графитированном волокне из газовой фазы. Применяют гибридные матрицы (пироуглеродная матрица и продукты высокотемпературного пиролиза полимеров) [4, 11, 12].

Наполнителями в рассматриваемых композициях могут быть различные углеродные волокна (низкомодульные и высокомодульные): дискретные, различным образом ориентированные; войлок из углеродного волокна; слои ткани из углеродного волокна. Соответственно схема армирования также может быть различной (одномерная, двумерная, трехмерная).

Получение фрикционных композиций этого типа включает в себя многократные последовательные операции пропитки каркаса из армирующих элементов связующим с промежуточными сушками при температуре 150—250 °С и заключительную карбонизацию полуфабриката при температуре 1500—2500 °С [11, 12].

Фрикционные изделия из углерод-углеродных композиций могут иметь форму монодисков или отдельных секторов, которые кре-

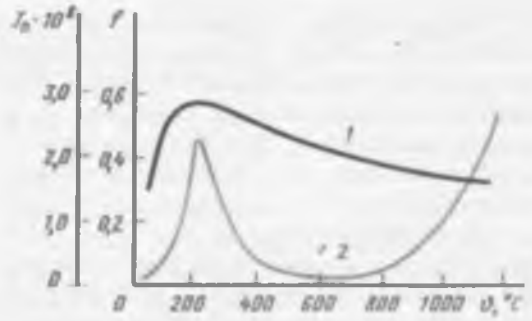


Рис. 25.8. Температурная зависимость коэффициента трения (*1*) и интенсивности линейного изнашивания J_h (*2*) фрикционных углерод-углеродных композиций

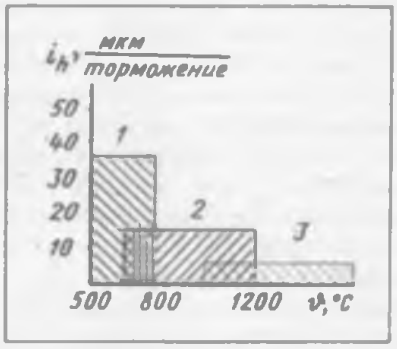


Рис. 25.9. Сравнительная износостойкость фрикционных материалов различных классов в диапазоне рабочих температур трения, реализуемых при эксплуатации тяжелонагруженных тормозных устройств:

1 — асбополимерные; *2* — порошковые на основе железа; *3* — углерод-углеродные материалы

пят на несущий каркас из жаростойких сталей или титановых сплавов. Изготовляют также сэндвичеобразные конструкции секторов и дисков, причем поверхностный (рабочий) слой — из материала с хорошими фрикционными характеристиками, а сердцевину — из материала с повышенными механическими свойствами и высокой теплопоглощающей способностью, например из бериллия [12].

Триботехнические характеристики углерод-углеродных материалов зависят от ряда факторов, в том числе от температуры фрикционного контакта, влажности окружающей среды, скорости скольжения, количества предыдущих срабатываний, предшествующих данному этапу испытаний или эксплуатации. Отличительной особенностью материалов этого класса является их использование в виде одноименных пар трения. Для этих пар характерны низкие значения коэффициента трения при малых скоростях скольжения и температурах трения ($f = 0{,}11 \ldots 0{,}16$), а также при попадании влаги на поверхность трения ($f = 0{,}1$). При температурах трения выше 150—200 °С коэффициент трения увеличивается до 0,4—0,6 и остается равным 0,25—0,32 до температуры 1500 °С. Максимальный износ наблюдается в области температур трения 150—200 °С (рис. 25.8).

На рис. 25.9 приведена диаграмма, иллюстрирующая сравнительную износостойкость и температуру, при которой работают фрикционные материалы различных классов в авиатормозах: асбополимерные, на основе металлических порошков и углерод-углеродные. Из диаграммы можно убедиться в преимуществах последних для сверхтяжелых условий фрикционного нагружения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Алукер И. Г., Игнатьева З. В.** Исследование формирования рабочих слоев на поверхностях трения фрикционной пары чугун — асбополимер//Трение и износ. 1985. № 1. С. 61—70.

2. **Германчук Ф. К.** Долговечность и эффективность тормозных устройств. М.: Машиностроение, 1973. 248 с.

3. **Игнатьева З. В.** Влияние характера теплового нагружения на структуру поверхностных слоев материала//Исследование структуры фрикционных материалов при трении. М.: Наука, 1972. С. 88—113.

4. **Конкин А. А.** Углеродные и другие жаростойкие волокнистые материалы. М.: Химия, 1974. 376 с.

5. **Малютин М. В., Ким С. Х., Коржов Е. А.** О влиянии коэффициента взаимного перекрытия на фрикционно-износные свойства пар трения в многодисковых тормозах//Решение задач тепловой динамики и моделирования трения и износа. М.: Наука, 1980. С. 134—140.

6. **Михайлин П. А., Ким С. Х., Малютин М. В.** Исследование процессов трения и изнашивания при торможении с использованием метода планирования факторного эксперимента//Решение задач тепловой динамики и моделирования трения и износа. М.: Наука, 1980. С. 91—96.

7. **Полимеры** в узлах трения машин и приборов: Справочник/ А. В. Чичинадзе, А. Л. Левин, М. М. Бородулин и др.; Под общ. ред. А. В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 1988. 328 с.

8. **Трение**, изнашивание, смазка: Справочник/В. В. Алисин, А. Я. Алябьев, А. М. Архаров и др.; Под ред. И. В. Крагельского и В. В. Алисина. М.: Машиностроение, 1980. Т. 2. 358 с.

9. **Федорченко И. М., Крячек В. М., Панаиоти И. И.** Современные фрикционные материалы. Киев: Наукова думка, 1975, 336 с.

10. **Чичинадзе А. В., Браун Э. Д., Гинзбург А. Г., Игнатьева З. В.** Расчет, испытания и подбор фрикционных пар. М.: Наука, 1979. 268 с.

11. Awashthi S. Wood J. L. Carbon — Carbon Composite Materials for Aircraft Brakes//Ceramics Eng. Sci. Proc. 9(7—8). 1988. P. 553—560.

12. Newman L. B. Frictional Materials— Recent Advances. Noyes Data Corp. New Jersey, 1978. 358 p.

Глава 26
СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

26.1. СМАЗОЧНЫЕ МАСЛА

Смазочные масла состоят из основы — масла и присадок с различными функциями, повышающих работоспособность узлов трения и эксплуатационные свойства масел. Смазочные масла подразделяют на моторные, в том числе для карбюраторных, дизельных, поршневых, газотурбинных двигателей; турбинные; цилиндровые; трансмиссионные и редукторные; компрессорные; для холодильных машин; приборные и специализированные. Для сохранности поверхностей трения неэксплуатируемых машин используют консервационные масла и присадки. По происхождению масла подразделяют на нефтяные, синтетические и смешанные.

Моторные масла применяют для карбюраторных, дизельных, поршневых авиационных и газотурбинных двигателей.

К маслам для карбюраторных и дизельных двигателей предъявляют жесткие требования. Это связано с высокой теплонапряженностью, особенно в зоне цилиндропоршневой группы (камера сгорания — свыше 2000 °С, зона первой поршневой канавки — 300 °С, картер — 70—100 °С). С другой стороны, техника эксплуатируется в температурном диапазоне —45 . . . +45°С. Масло должно быть не только стойким к таким температурам, но и отводить теплоту от сопряженных деталей. Следует учитывать запыленность окружающего воздуха. Основные характеристики масел для карбюраторных двигателей приведены в табл. 26.1, для дизельных двигателей — в табл. 26.2.

М-4$_з$/6В$_1$ — автомобильное масло для карбюраторных двигателей, всесезонное для севера и зимнее для южной и средней климатических зон.

М-6$_з$/10В — долгоработающее всесезонное масло (не ниже —20 °С) для карбюраторных и дизельных двигателей.

М-8В$_1$ — масло для форсированных карбюраторных двигателей и автотранспортных дизелей без наддува, всесезонное и зимнее для южной и средней климатических зон.

АСЗ$_в$-10 — масло для карбюраторных двигателей всесезонное или зимнее.

М-8Г$_2$ — масло для форсирования дизелей с наддувом, используется в зимнее время.

М-10В$_2$ — масло для дизельных двигателей, используется в летнее время.

26.1. Основные характеристики масел для карбюраторных двигателей

Характеристика	М-4$_з$/6В$_1$	М-6$_з$/10В	М-8В$_1$	АСЗ$_в$-10
Динамическая вязкость, Па·с, при температуре, °С:				
—30	6,0	60,0	180,0	30,0
—10	0,7	2,2	4,5	2,0
Кинематическая вязкость, мм^2/с, при 50 °С	22	44	50	45
Температура, °С:				
вспышки в открытом тигле, не менее	165	190	200	170
застывания, не более	—42	—30	—25	—36
Зольность, %	Не более 1,3 (сульфатная)	Не более 1,3 (сульфатная)	Не более 0,95 (сульфатная)	Не менее 0,48
Щелочное число, мг КОН/г, не менее	5,5	5,5	4,0	0,6
Минимальная температура холодного запуска двигателя, °С	—30	—20	—15	—25

26.2. Основные характеристики масел для дизельных двигателей

Характеристика	М-8Г$_2$	М-10В$_2$	М-14В$_2$	М-16В$_2$	М-20Г$_2$
Динамическая вязкость, Па·с, при температуре, °С:					
—30	45,0	160,0	640,0	250,0	1170,0
—10	3,0	6,5	25,0	11,0	45,0
Кинематическая вязкость, мм^2/с, при 50 °С	36	70	110	110	160
Температура, °С:					
вспышки в открытом тигле, не менее	200	205	200	225	235
застывания, не более	—25	—15	—12	—25	—15
Зольность, %	Не более 1,65	Не более 1,3	0,9—1,2	Не более 1,25	Не менее 1,9
Щелочное число, мг КОН/г	Не менее 6,0	Не менее 3,5	Не менее 4,8—5,5	4,0	Не менее 7,0
Минимальная температура холодного запуска двигателя, °С	—15	—5	—5	—5	0

М-16В$_2$ — масло для средненагруженных дизелей с тяжелым температурным режимом, а также трансмиссий автомобилей и тракторов, работающих при невысоких удельных нагрузках и скоростях скольжения, используется в летнее время.

М-20Г$_2$ — масло для двухтактных форсированных судовых дизелей большой мощности.

М-14В$_2$ — масло для судовых и тепловозных дизелей.

Масла для газотурбинных двигателей (ГТД). Условия работы узлов трения в ГТД близки к экстремальным: температура 300 °С, контактное давление 3000 МПа, частота вращения турбин 20 000 мин$^{-1}$. Масла для ГТД должны об-

26.3. Основные характеристики масел для газотурбинных двигателей

Характеристика	МС-8РК	МК-8	МН-7,5у	ИПМ-10	Б-3В
Кинематическая вязкость, мм^2/с, при температуре, °С:					
—40	5000	Не более 6500	10 000	Не более 2000	Не более 12 500
—20	400	550	1200	260	1170
0	75	100	270	70	200
50	Не менее 8,5	Не менее 8,3	24,5	9,1	17,5
Температура, °С:					
вспышки, не менее	150*	140*	150*	190**	235**
застывания, не более	—55	—55	—53	—50	—60
Кислотное число после окисления, мг КОН/г, не более	0,80	0,25	1,0	8,0	0,7—20
Зольность, %	Не более 0,010	Не более 0,005	0,025	0,003	0,018
Примерный температурный диапазон применения, °С	—35... +150	—25... +125	—35... +150	—40... +200	—35... +175

* В закрытом тигле.
** В открытом тигле.

ладать оптимальной вязкостно-температурной характеристикой, высокими стойкостью против окисления, смазочным действием, стойкостью к коррозии и минимальными потерями на испарение, а масла для судовых ГТД должны иметь высокую водостойкость. Основные характеристики масел приведены в табл. 26.3.

МС-8РК — масло авиационное рабоче-консервационное для двигателей наземной техники, авиационных, судовых, а также для топливных систем, используют с рабочей температурой не более 150 °С, двигатели после консервации запускаются без предварительной расконсервации.

МК-8 — масло для двигателей авиационных, наземной техники с повышенным временем эксплуатации с рабочей температурой не более 125 °С, для консервации топливной аппаратуры.

МН-7,5у — масло для всех ГТД.

ИПМ-10 — масло, обладающее высокой термоокислительной стабильностью, хорошими смазывающими и противокоррозионными свойствами; используется для тяжелонагруженных турбореактивных авиационных двигателей с рабочей температурой не более 200 °С.

Б-3В — масло синтетическое с хорошими низкотемпературными и высокими противоизносными свойствами, термической и термоокислительной стабильностью для ГТД, редукторов вертолетов, агрессивно к резинотехническим деталям.

26.4. Основные характеристики турбинных масел

Характеристика	Тп-46	Тп-22	Т-30
Кинематическая вязкость, мм²/с, при 50 °С	44—48	20—23	28—32
Температура, °С:			
вспышки в открытом тигле, не менее	220	186	180
застывания, не более	—10	—15	—10
Зольность, %, не более	0,005	0,005	0,005
Кислотное число, мг КОН/г, не более	0,5	0,05	0,02
Примерный температурный диапазон применения, °С	—5... +80	—5... +80	—5... +80

Турбинные масла (табл. 26.4) служат для смазывания и отвода теплоты трения паро-, газо- и гидротурбин. Необходимы полное разделение пары трения, работа в условиях гидродинамического режима смазывания. Главное в выборе масла — оптимальные вязкотемпературные свойства.

Тп-46 — масло для главных паровых турбин, редукторов, подшипников и других узлов трения вспомогательных механизмов, насосов, компрессоров и других агрегатов.

Тп-22 — масло для механизмов турбин ($n = 3000$ мин$^{-1}$), турбокомпрессоров, промышленных механизмов.

Т-30 — масло для смазывания гидротурбин, холодильных турбомашин, промышленных механизмов.

Цилиндровые масла применяют для смазывания нагретых деталей узлов паровых машин и насосов (цилиндры, штоки, золотники и др.). Они должны быть стойкими к смыванию при взаимодействии с конденсатом или увлажненным паром, должны иметь повышенные вязкость и температуру вспышки и, как следствие, низкую испаряемость. Основные характеристики их приведены в табл. 26.5.

Масло цилиндровое 52 используют при работе с перегретым паром при температуре 350—400°С и более, а масло *цилиндровое 38 — при температуре пара 320—350* °С.

Трансмиссионные и редукторные масла используют для смазывания наземной (автомобили, трактора, другие гусеничные и колесные машины) техники, летательных аппаратов и судов. К агрегатам трансмиссий относятся редукторы, коробки скоростей, коробки отбора мощности, раздаточные мосты, задние мосты, в конструкции которых входят цилиндрические, конические, спирально-конические, гипоидные и червячные передачи, подшипники, шарниры и другие узлы. Смазывание выполняют разбрызгиванием или комбинированным способом. Условия работы

26.5. Основные характеристики цилиндровых масел

Характеристика	Цилиндровое 52	Цилиндровое 38
Кинематическая вязкость, мм²/с, при 100 °С	50—70	32—50
Температура, °С:		
вспышки в открытом тигле, не менее	310	300
застывания, не более	—5	17
Зольность, %, не более	0,010	0,015
Коксуемость, %, не более	2,5	2,5

26.6. Основные характеристики трансмиссионных и редукторных масел

Характеристика	ТМ5-12РК	ТСп-10	ТСп-15к	ТСЗ$_л$-8	МТ-8п	Марки А	МГТ
Динамическая вязкость, Па·с, при температуре, °С:							
—50	80—350	3000—8000	—	50—80	—	—	23
—30	75—13	40—100	300—550	3,0—4,8	30,0	2,5—3,0	2,0
0	0,6—0,8	1—2	2—3	0,2—0,3	0,8	0,2—0,3	0,1
Температура, °С:							
вспышки в открытом тигле, не менее	180	128	180	170	180	175	160
застывания, не более	—45	—40	—25	—50	—30	—40	—55
Показатель износа $D_и$ (ГОСТ 9490—75), мм	Не более 0,6	0,7—0,9	0,5	0,4—0,5	0,4—0,5	0,5—0,6	Не более 0,5
Удельная нагрузка заедания шестерен стенда ІАЕ, МПа, не менее	3150	2340	2480	2840	1900	1900	2000
Примерный температурный диапазон применения, °С	—50... +150	—45... +140	—30... +150	—50... +150	—35... +150	—35... +150	—50... +150

передач в трансмиссиях определяются температурой, давлением в зоне контакта, скоростью перемещения трущихся деталей. Значения этих параметров следующие: удельная нагрузка в полюсе зацепления — 600—4000 МПа; контактная температура — до 400 °С; скорость перемещения трущихся деталей в цилиндрических и конических передачах — 0,1—200 м/с, в гипоидных — до 40 м/с, в червячных — до 50 м/с.

Основные характеристики масел приведены в табл. 26.6.

ТМ5-12РК — масло всесезонное для трансмиссий и редукторов, используют при температуре —50... 50 °С, контактных напряжениях в зубчатых передачах не более 4000 МПа, обладает хорошими консервационными и антикоррозионными свойствами.

ТСп-10 — для трансмиссий и редукторов с цилиндрическими, коническими и спирально-коническими передачами, используют при температуре не более —45 °С, контактных напряжениях не более 2500 МПа.

ТСп-15К — масло всесезонное для трансмиссий автомобилей и редукторов (кроме гипоидных), используют при температуре не ниже —30 °С, контактных напряжениях не более 2500 МПа.

ТСЗ$_л$-8 — масло маловязкое для трансмиссий и гидросистем гусеничных машин с коробками передач гусеничных машин, используют при температуре не более —35 °С, контактных напряжениях не более 2500 МПа.

Масло *марки А* — масло всесезонное для гидротрансформаторов и гидромеханических коробок передач легковых и грузовых автомобилей, автобусов и других машин, используют при температуре не более —35 °С.

МГТ — масло всесезонное маловязкое для гидромеханических коробок передач легковых и грузовых автомобилей, автобусов, гусеничных транспортных машин, используют при температуре не более —50 °С.

МТ-8п — масло всесезонное и компаундированное для планетарных коробок передач гусеничных машин, используют при температуре до —35 °С, контактных напряжениях не более 2500 МПа.

26.7. Основные характеристики компрессорных масел

Характеристика	КС-19	П-28	К4-20
Вязкость:			
динамическая, Па·с, при —10 °С	22,0	—	65,0
кинематическая, мм^2/с, при 50 °С	140	—	140—160
Температура, °С:			
вспышки в открытом тигле, не менее	270	285	225
застывания, не более	—15	—10	—15
Кислотное число, мг КОН/г, не более	0,02	0,1	—
Коксуемость, %, не более	0,5	1,0	—
Зольность, %, не более	0,005	—	0,5—0,8

Компрессорные масла используют для смазывания пар трения компрессорных машин, в том числе цилиндров клапанов, уплотнений поршневых штоков и др. Основные характеристики приведены в табл. 26.7.

КС-19 — масло селективной очистки для поршневых и ротационных компрессоров среднего и высокого давления.

П-28 — масло высоковязкое для прокатных станов, поршневых и ротационных компрессоров и воздуходувок.

К4-20 — масло для теплонапряженных электрокомпрессоров.

Масла для холодильных машин применяют для смазывания винтовых, поршневых, ротационных пластинчатых и центробежных компрессоров холодильных машин, работающих на хладоагентах: аммиаке, диоксиде углерода, галагенопроизводных (фреон) и др. Возможен контакт масла с хладоагентом, их химическое взаимодействие, результатом которого, особенно при повышенных температурах, является растворимость хладоагента. Поэтому масла должны быть стабильными против смешения. Основные характеристики масел приведены в табл. 26.8.

26.8. Основные характеристики масел для холодильных машин

Характеристика	ХС-40	ХФ-22-24
Вязкость кинематическая, $мм^2/с$, при температуре 50 °С	37—42	24,5—28,4
Температура, °С:		
вспышки в открытом тигле, не менее	200	125
застывания, не более	—45	—55
Кислотное число мг КОН/г, не более	0,05	0,05
Зольность, %, не более	0,05	0,01

ХС-40, ХФ-22-24 — масла для холодильных машин с поршневыми, винтовыми и центробежными компрессорами, с повышенной вязкостью и высокой стабильностью в работе совместно с хладоагентами.

Приборные и специализированные масла (табл. 26.9) получают на нефтяной и синтетической основе. Используют для смазывания контрольно-измерительных приборов, счетно-аналитических машин, точных приборов, микроэлектродвигателей, часовых механизмов, малонагруженных редукторов, счетчиков, микроподшипников, радиокомпасов, трансформаторов, выключателей, вакуум-насосов и др.

Индустриальные масла применяют в промышленности для смазывания станочного парка (зубчатые передачи, направляющие скольжения и т. д.), прокатных станов и другого оборудования. Они должны обладать хорошим смазочным действием, стойкостью к коррозии, к окислению, защитными, противопенными и деэмульгирующими свойствами. Основные характеристики масел приведены в табл. 26.10.

И-8А — масло для смазывания малонагруженных пар трения с высокой скоростью относительного скольжения.

И-12А — масло для смазывания подшипников, осевых втулок, шпинделей металлорежущих станков и т. д.

И-40А — масло для смазывания мало- и средненагруженных зубчатых передач, для гидросистем станков.

ИГП-8 — масло для смазывания пар трения с высокими скоростями скольжения.

ИГП-49 — масло для смазывания мало- и

26.9. Основные характеристики приборных и специализированных масел

Характеристика	МВП	МН-60	МЦ-3	ТКп	ВМ-4
Вязкость кинематическая, $мм^2/с$, при температуре, °С:					
—30	10 000	800	—	Не более 1500	40 000
0	64	50	300	90	1200
50	6,5—8	10—13	27—32	Не более 9,0	47—57
Температура, °С:					
вспышки в открытом тигле, не ниже	125*	—	—	135*	206—213**
застывания, не выше	—60	—67	—20	—45	—15
Зольность, %, не более	0,005	—	—	0,005	0,005
Температура применения, °С	—50... +100	—60... +50	—10... +50	—40... +80	—10... +100

* В закрытом тигле.
** В открытом тигле.

26.10. Основные характеристики индустриальных масел

Характеристика	И-8А	И-12А	И-40А	ИГП-8	ИГП-49	ИГП-114	ИГП-182
Кинематическая вязкость, мм²/с, при 50 °С	6—8	10—14	35—45	7,0—9,0	47—51	110—118	175—190
Кислотное число, мг КОН/г, не более	0,05	0,05	0,05	1,0	0,6—1,0	0,6—1,0	1,0
Зольность, %, не более	—	—	0,005	0,2	0,2	0,2	0,2
Температура, °С:							
вспышки в открытом тигле, не менее	130	165	200	140	215	225	240
застывания, не более	—20	—30	—15	—8	—15	—15	—8

средненагруженных зубчатых передач, червячных передач, подшипников, для гидросистем станков.

ИГП-114 — масло для гидросистем тяжелых станков, средненагруженных редукторов.

ИГП-182 — масло для тяжелонагруженных зубчатых и червячных передач.

26.2. ПЛАСТИЧНЫЕ СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ (ПСМ)

Пластичные смазочные материалы представляют собой коллоидную систему, состоящую из трех основных компонентов: жидкой основы, загустителя и добавок. Жидкая основа или дисперсионная среда (70—90 %) — это масла нефтяного и синтетического происхождения или их смесь. К загустителям (дисперсная фаза) относятся мыла, твердые углеводороды и некоторые другие продукты органического и неорганического происхождения (10—30 %), к добавкам — различные присадки и наполнители, как правило, вводимые в комплексе.

Многоцелевые ПСМ применяют практически для всех видов узлов трения. Это позволяет иногда использовать один материал для всего механизма, что весьма важно при эксплуатации. Основные характеристики некоторых многоцелевых ПСМ приведены в табл. 26.11.

Литол-24 — водостойкий ПСМ с высокой механической и хорошей коллоидной стабильностью, низкой окисляемостью и испаряемостью, удовлетворительными консервационными и противозадирными свойствами, применяют для смазывания узлов трансмиссии, ходовой части, системы управления, отдельных пар трения автомобилей, тракторов, дорожно-строительных машин, подъемно-транспортных устройств, хорошо совместим с другими ПСМ.

ВНИИНП-242 — водостойкий литиевый ПСМ с добавкой дисульфида молибдена в узлах, в которых часто менять смазочные материалы невозможно, например в подшипниках электромашин и др.

СВЭМ — водостойкий литиевый ПСМ с композицией антиокислительных присадок,

26.11. Основные характеристики многоцелевых ПСМ

Характеристика	Литол-24	ВНИИНП 242	СВЭМ (ВНИИНП-288)
Предел прочности на сдвиг, Па, при температуре, °С:			
20	Не менее 500 (600—1200)	500—1200	610
—15	Не менее 650 (300—600)	600—1200	835 при —50 °С
Вязкость, Па·с, при температуре, °С:			
0	Не более 280 (200—280)	Не более 500 (200—400)	110
20	80—120	140—240	—
Предел прочности на разрыв, Па, при 20 °С	800—1200	1000—2000	560—660
Испаряемость, %, за 1 ч при 120 °С	Не более 6	Не более 2	—
Температура каплепадения, °С	185—200	170—180	180—190
Температура применения, °С	—40...+130	—40...+110	—50...+120

низкой испаряемостью, высокой работоспособностью.

ПСМ общего назначения имеют по сравнению с многоцелевыми ПСМ меньший температурный диапазон применения, худшую механическую стабильность, но хорошие консервационные свойства. Их применяют в подъемно-транспортных, дорожных машинах, станках, насосах, компрессорах. В основном ПСМ общего назначения — это солидолы или близкие к ним по свойствам графитные ПСМ. Основные характеристики приведены в табл. 26.12.

Графитный (УСсА) — ПСМ, близкий к солидолам, отличается наличием графита; рекомендуется для механизмов, работающих на открытом воздухе, в неответственных механизмах, в зубчатых передачах, винтовых парах и т. д.

Солидол С — водостойкий синтетический кальциевый ПСМ с хорошими консервационными свойствами и коллоидной стабильностью, применяется для смазывания тихоходных редукторов, направляющих, винтовых передач, подшипников качения и скольжения, шарниров и др. узлов трения.

Солидол Ж — водостойкий кальциевый ПСМ на базовом масле нефтяной основы, по свойствам и применению аналогичен солидолу С.

Морозостойкие ПСМ применяют при низких температурах, когда смазочные материалы общего назначения и многоцелевые не обеспечивают нормальной работоспособности и особенно запуска механизма. Основные характеристики морозостойких смазочных материалов приведены в табл. 26.13.

Зимол — водостойкий литиевый ПСМ с пониженной испаряемостью, с антикоррозионной присадкой и антифрикционной добавкой, с высокими консервационными и противозадирными свойствами, хорошей механической стабильностью, используют, как Литол-24, при низких температурах.

26.12. Основные характеристики ПСМ общего назначения

Характеристика	Графитный ПСМ	Солидол-С	Солидол-Ж
Предел прочности на сдвиг, Па, при 20 °С	300—700	300—700	300—600
Вязкость, Па·с, при температуре, °С:			
—15	1400—2000	300—1000	300—600
20	60—100	80—150	40—80
Предел прочности на разрыв, Па, при 20 °С	1000—2000	100—1500	600—1500
Испаряемость, %, при 100°С за 1 ч	2—4	1—4	1—4
Температура каплепадения, °С	Не менее 77	85—105	Не менее 75 (75—85)
Температура применения, °С	—30...+70	—20...+70	—30...+70

26.13. Основные характеристики морозостойких ПСМ

Характеристика	Зимол	Лита	МЗ	ГОИ-54п	МС-70
Предел прочности на сдвиг, Па, при 20 °С	300—100	550—750	580—610	200—600	400—800
Вязкость, Па·с, при температуре, °С:					
—30	300—500	400—1000	500—1000	Не более 1100	300—800
0	100—260	350	200—300	70—110	100—230
20	80—170	65 (50 °С)	100—1500	30—60	90—150
Предел прочности на разрыв, Па, при 20 °С	650—1000	1700—2000	1000—1200	800—1600	1000—2000
Испаряемость, %, за 1 ч при 100 °С	Не более 3	1	1—3	Не более 15	8—10
Температура каплепадения, °С, не менее	190	170	100	60	80
Температура применения, °С	—50...+100	—50...+100	—50...+80	—50...+50	—50...+65

Лита — литиевый ПСМ с антиокислительной и противозадирной присадками, повышенными консервационными свойствами, используют для смазывания высоконагруженных зубчатых и червячных передач, подшипников качения и скольжения, направляющих, шарниров и т. д.

М3 — алюминиевый ПСМ с антикоррозионной и вязкостной присадками, хорошими консервационными свойствами, используются для малонагруженных узлов трения.

ГОИ-54п — водостойкий, химически стабильный ПСМ с хорошими консервационными свойствами, используют как в качестве рабочего с узлами трения приборов, так и в качестве консервационного материала.

МС-70 — водостойкий, бариево-алюминиевый ПСМ с вязкостной присадкой, обладает хорошими консервационными свойствами, используется в узлах трения, контактирующих с водой или при высокой влажности.

Термостойкие ПСМ обеспечивают стабильную работу узлов трения при температурах, превышающих 150 °С. Верхний предел температур существенно зависит от времени бессменной работы и может достигать 300 °С. Основные характеристики термостойких ПСМ приведены в табл. 26.14.

ЦИАТИМ-221 — кальциевый ПСМ с повышенной чувствительностью к воде, морозостойкий с плохими противоизносными свойствами, используется при температуре не более 160 °С в малонагруженных узлах трения с повышенной скоростью скольжения.

ВНИИНП-207 — кальциевый ПСМ с антиокислительной присадкой, агрессивен к резинотехническим изделиям, используют для смазывания подшипников с высокой частотой вращения (не более 10 000 мин$^{-1}$) при максимальной температуре не более 180 °С (краткосрочно до 200 °С), когда требуется длительное время эксплуатации без замены ПСМ.

ПФМС-4С — ПСМ с добавкой тонкодисперсного графита с низкой испаряемостью и высокой термостойкостью, используют в тяжелонагруженных узлах трения с малой скоростью скольжения при максимальной температуре не более 300 °С (краткосрочно не более 400 °С).

ВНИИНП-231 — ПСМ с сажевым загустителем с высокой термостойкостью и максимальной температурой в зоне трения не более 250 °С (краткосрочно не более 300 °С), с хорошими противозадирными свойствами.

Химически стойкие ПСМ (табл. 26.15) предназначены для работы в агрессивных средах.

ЦИАТИМ-205 — водостойкий, стабильный при хранении ПСМ, неморозостойкий, используют для герметизации соединений, уплотнений, допускается кратковременный контакт с окислителями, их парами, неприменим при контакте с кислородом.

ВНИИНП-279 — морозостойкий ПСМ с пониженной герметизирующей способностью, допускается кратковременный контакт с кислотами, нестоек к действию кислорода, но инертен по отношению к горючему и его парам.

ВНИИНП-282 — высокостойкий в агрессивных средах ПСМ, может контактировать с газообразным кислородом, а также кислотами, примесью водорода и др., обладает низкой испаряемостью, морозостойкостью, водостойкостью, высокими противозадирными

26.14. Основные характеристики термостойких ПСМ

Характеристика	ЦИАТИМ-221	ВНИИНП-207	ПФМС-4С	ВНИИНП-231
Вязкость, Па·с, при температуре, °С:				
—30	400—500	800—1400	1000—1500 (при —15 °С)	80—90
0	80—150	180—200	200—250	50—70
20	40—90	80—100	140	25—60
80	10—30	50 (при 50 °С)	10—30	10—50
Предел прочности на разрыв, Па, при 20 °С	400—1000	150	500—700	200—500
Испаряемость, %, за 1 ч при температуре, °С:				
200	0,7—1 (при 150 °С)	Не более 9,0	—	Не более 5,0
250	8	11—13	1,9—3,5	9—11
300	20—30	40—45	9—11	20—30
Температура каплепадения, °С	200—220	250	—	—
Температура применения, °С	—60...+160	—60...+180	—30...+300	—60...+250

26.15. Основные характеристики химически стойких ПСМ

Характеристика	ЦИАТИМ-205	ВНИИНП-279	ВНИИНП-282
Предел прочности на сдвиг, Па, при 200 °С	1200	200—300	280—750
Вязкость, Па·с, при температуре, °С:			
—20	2000—5000 (при —15 °С)	250—650	Не более 600
0	1000—2500	150—300	250
20	100—300	40—90	160—180
Предел прочности на разрыв, Па, при 20 °С	500	380—450	150
Испаряемость, %, за 1 ч при 100 °С	0,8	0,5—1,5	0,4—0,7
Температура каплепадения, °С	65	—	250
Температура применения, °С	—20...+50	—50...+150	—45...+150

свойствами, низкими консервационными свойствами, инертен к резинам, используется в широком диапазоне температур.

Приборные ПСМ (табл. 26.16) используются для смазывания приборов, счетно-решающих и точных механизмов.

ОКБ-122-7 — высококачественный литиевый ПСМ общего назначения с низкой испаряемостью, хорошими консервационными свойствами, водостойкостью, используют в приборах для смазывания подшипников качения и скольжения, передач, цапф, опор, шарниров.

ВНИИНП-274Н — литиевый ПСМ с низкой испаряемостью, достаточной механической стабильностью, используют в вакууме при температуре не более —80 °С для смазывания маломощных редукторов, малогабаритных подшипников качения.

Авиационные ПСМ (табл. 26.17) должны обладать высокой работоспособностью и надежностью, согласно специфическим требованиям, предъявляемым к летательным аппаратам.

Эра — водостойкий литиевый ПСМ многоцелевого назначения с хорошей морозостойкостью, низкой испаряемостью, высокой механической стабильностью и антиударной способностью, низкой коллоидной стабильностью; используют при температуре не более 120 °С для смазывания узлов трения летательных аппаратов.

ВНИИНП-254 — водостойкий литиевый противозадирный ПСМ с невысокой испаряемостью, хорошей механической стабильностью, антиударный с невысокой коллоидной стабильностью, используют в тяжелонагруженных узлах трения (шасси самолетов).

ВНИИНП-261 — кальциевый специализированный ПСМ с низкой испаряемостью, удовлетворительной морозостойкостью, работает в широком интервале температур, используют для смазывания конических роликовых подшипников шасси летательных аппаратов.

СТ — самолетный тугоплавкий ПСМ, содержит коллоидный графит, имеет низкую испаряемость и высокую температуру каплепадения, неудовлетворительные низкотемпературные свойства, растворим в воде.

26.16. Основные характеристики приборных ПСМ

Характеристика	ОКБ-122-7	ВНИИНП-274Н
Предел прочности на сдвиг, Па, при 200 °С	1000—5000	270—370
Вязкость, Па·с, при температуре, °С:		
—30	600—1800	Не более 55 (при —40 °С и 100 $с^{-1}$)
0	500—700	80—100
20	150—200	50—65
Предел прочности на разрыв, Па, при 200 °С	2500—3100	—
Испаряемость, %, за 1 ч при 100 °С	Не более 3,5 (1,1—1,5)	—
Температура каплепадения, °С, не менее	180—200	190
Температура применения, °С	—50...+120	—80...+160

26.17. Основные характеристики авиационных ПСМ

Характеристика	Эра	ВНИИНП-254	ВНИИНП-261	Самолетно-моторный тугоплавкий ПСМ СТ (НК-50)
Предел прочности на сдвиг, Па, при 20 °С	200—400	300—400	240—420	700—1200
Вязкость, Па·с, при температуре, °С:				
—30	200—280	145	200—700	1800—3500
0	115	50—180	70—140	500—1000
20	50—80	50—70	20—65	200—750
Испаряемость, %, за 1 ч при 100 °С	0—1	0,5	0,3	15 (при 200 °С)
Нагрузка, Н:				
заедания	710—1100	600—1200	800—900	—
сваривания	1260—1410	2000—2510	1600—1800	—
Температура каплепадения, °С	180—200	165	—	250
Температура применения, °С	—60...+120	—60...+150	—40...+150	—15...+180

Оптимизация состава ПСМ повышенной работоспособности. Работоспособность ПСМ в основном зависит от их состава, физических, химических и механических свойств, структуры, эксплуатационных условий и конструктивных особенностей узлов трения.

Физико-химические и реологические свойства ПСМ определяются свойствами дисперсионной среды и дисперсной фазы. Химическая природа, фракционный состав, молекулярный вес дисперсионной среды во многом определяют основные параметры смазочных материалов. Вязкостно-температурные характеристики выбираемой жидкой фазы являются основным критерием, определяющим механические свойства ПСМ, их температурный диапазон применения, свойства при низких температурах и коллоидную стабильность. Химический состав и природа дисперсионной среды влияют на качество и технологию приготовления ПСМ, термоокислительную стабильность, испаряемость и другие свойства.

Срок службы отдельных дисперсионных сред при различных контактных нагрузках приведен в табл. 26.18.

Дисперсная фаза существенно влияет на эксплуатационные свойства ПСМ, повышая наряду с упругостью, прочностью противоизносные, противозадирные, антифрикционные и другие свойства. При выборе загустителей следует уделять внимание их совместимости с жидкой фазой, влиянию на технологию приготовления ПСМ для конкретных условий применения. Сравнительный срок службы некоторых загустителей [2], испытываемых на пятишариковой машине трения при

26.18. Срок службы (мин) дисперсионных сред при различных контактных давлениях

Смазочный материал	Давление, МПа			
	2500	1950	1550	1250
Минеральное масло МС-20	110	160	260	350
Алкилнафталиновое масло	280	400	500	700
Дибецилловый эфир бензилянтарной кислоты	40	40	70	70
Перфторполиэфир	25	65	110	300
Кремнийорганическая жидкость:				
полиметилсилоксановая	7	20	40	90
полиэтилсилоксановая	95	120	400	1000
полиметилфенилсилоксановая	5	10	20	60
хлорсодержащая	15	45	80	120

частоте вращения 50 $с^{-1}$, температуре 200 °С, приведен в табл. 26.19.

Перспективным способом повышения срока службы является введение присадок и добавок. Отдельные присадки или пакет присадок позволяют обеспечить противоизносные, противозадирные и защитные свойства, стойкость к окислению и коррозии. Эффективность их использования зависит от химического состава дисперсионной среды, природы и количества вводимого загустителя.

В отличие от присадок добавки нерастворимы в дисперсионной среде и представляют

26.19. Сравнительный срок службы (мин) загустителей

Смазочный материал	Контактное давление, МПа			
	2500	1950	1550	1250
Хлорсодержащая кремнийорганическая жидкость	15	45	80	120
Загуститель:				
литиевое мыло	40	130	210	320
кальциевое мыло	65	160	300	1000
тефлон	30	130	180	500
фталоцианин	20	80	130	500

собой высокодисперсные твердые материалы: слоистые (дисульфид молибдена, графит, слюда и др.), порошкообразные полимеры, металлы и их окислы, селениды металлов и др. Для тяжелонагруженных узлов трения используют ПСМ, содержащие порошки мягких металлов. Однако добавка металлического порошка ухудшает физико-химические свойства, реологию и стабильность ПСМ, приводит к развитию окислительных процессов. Таким образом, заданную работоспособность ПСМ можно обеспечить назначением оптимальных композиций дисперсионной среды, загустителя, добавок и присадок, технологии приготовления. В табл. 26.20 [3] приведены ПСМ с расширенным температурным диапазоном применения (−200 . . . 1000 °С) и значительной работоспособностью.

26.20. ПСМ с расширенным температурным диапазоном и значительной работоспособностью

Смазочный материал	Состав	Температура применения, °С	Область применения
ЦИАТИМ-221	Полисилоксановая жидкость, комплексное кальциевое мыло	−60 . . . +150, кратковременно до 200	Различные области
ВНИИНП-207	Смесь синтетических жидкостей, комплексное кальциевое мыло	−60 . . . +200	Подшипники авиационных электромашин
Эра	Углеводородное мыло, литиевое мыло	−60 . . . +120	В авиации, в узлах трения скольжения и качения
СЭДА	Синтетическая жидкость, кальциевое мыло, добавки	−60 . . . +180	Подшипники качения электрических машин
ВНИИНП-274	Кремнийорганическая жидкость, литиевое мыло	−80 . . . +130	Узлы трения приборов, работающих в вакууме
ВНИИНП-257	Смесь синтетических жидкостей, комплексное натриевое мыло	−60 . . . +160	Зубчатые передачи оптических приборов
Атланта	Смесь синтетических жидкостей, комплексное кальциевое мыло, наполнители	−60 . . . +150	Тяжелонагруженные узлы скольжения, шарнирно-болтовые соединения
Сапфир	Смесь синтетических жидкостей, наполнители	−60 . . . +180	Роликовые подшипники ступиц колес шасси самолета
Криогель	Синтетическая жидкость, силикагель, добавки	−200 . . . +200	Узлы трения кислородного оборудования, агрессивные среды
ВНИИНП-279	Синтетическая жидкость, силикагель	−50 . . . +150	Подшипники качения и скольжения, резьбовые соединения, агрессивные среды
ВНИИНП-294	Кремнийорганическая жидкость, силикагель	−60 . . . +150	Подшипники скольжения (контакт с водой)
ВНИИНП-223	Синтетическая жидкость, комплексное мыло	−60 . . . +150	Гироскопы, высокоскоростные подшипники качения
ВНИИНП-260	Углеводородное масло, комплексное мыло	−20 . . . +180	Приборы, гироскопы
ИНДА	Синтетические компоненты	Не более +250	Подшипники конвейеров с низкой частотой вращения
Резол	Углеводородное масло, оксид металла	Не более +1000	Крепежные резьбовые соединения
ВНИИНП-501	Эфир, смесь антифрикционных компонентов	−40 . . . +250	Зубчатые зацепления, шлицевые соединения

Продолжение табл. 26.20

Смазочный материал	Состав	Температура применения, °С	Область применения
ВНИИНП-231	Полисилоксан, неорганический загуститель	−60 . . +250	Червячно-винтовые механизмы, малооборотные подшипники качения
ВНИИНП-235	Синтетические компоненты	−60 . . . +250	Малонагруженные подшипники качения с частотой вращения не более 12 000 мин$^{-1}$
ВНИИНП-245	Синтетические компоненты	0 . . . +135	Подшипники качения; зубчатые зацепления (поглощенная доза радиации не более 10 рад)
ВНИИНП-284	То же	−110 . . +200	Узлы трения, агрессивные среды
РЭМА	»	Не более +700	Крепежные резьбовые соединения
ВЭСМА	»	−10 . . . +200	Подшипники системы управления вакуумных сварочных машин
ЭЛМА	»	−60 . . . +300	Подшипники качения электромеханизмов
ВНИИНП-275	»	−40 . . . +250	Силовые винтовые пары (поглощенная доза радиации не более 10 рад)
ВНИИНП-282	»	−45 . . . +150	Узлы трения, агрессивные среды, кислород (p = = 40 . . . 60 МПа)
ВНИИНП-283	»	−45 . . . +200	Резьбовые соединения, узлы трения, агрессивная среда, кислород (p = 100 МПа)

26.3. ТВЕРДЫЕ СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ (ТСМ)

Твердые смазочные материалы (ТСМ) относятся к антифрикционным смазочным материалам и обладают высокой степенью сцепления с основой, малым сопротивлением сдвигу, возможностью эффективной работы в вакууме. Они стойки к воздействию радиации и старению, имеют низкий коэффициент трения. Применением ТСМ достигается увеличение наработки узла трения, его несущей способности при высокой термостабильности. Различают неорганические ТСМ, к которым относятся слоистые материалы: графит, дихалькогениды (сульфиды, селениды, теллуриды) металлов, нитрид бора и др.; неслоистые материалы: иодиды, хлориды, фториды металлов, их окислы и мягкие металлы (медь, олово, кобальт, цинк, свинец, серебро и др.), а также органические материалы: полиамиды и полимиды, фторопласт, полиэтилены и др.

В качестве связующих используют керамические материалы: стекло, силикат натрия, фосфаты, бораты и др., органические материалы термопласты (алкиды, винилы) и реактопласты (фенольные, эпоксидные).

ТСМ в виде пленок (неорганические порошки без связующего) наносят на поверхности пар трения механическими способами (натирание, галтовка, виброгалтовка), а ТСМ со связующим — окунанием, напылением, кистью, пульверизатором, пропиткой пор рабочих поверхностей, физическими методами (вакуумный ионно-плазменный, плазменный детонационный), термохимическими методами и с помощью аэрозолей. Покрытие мягкими металлами осуществляют электролитическими, гальваническими методами, методами ионного распыления и вакуумного осаждения и др. ТСМ используют также в виде прессованных брикетов (карандашей) в ротапринтных подшипниках [1], а также в составе композиционных самосмазывающихся материалов, получаемых методами порошковой металлургии.

Ограниченное применение порошкообразных немагнитных ТСМ связано с трудностями их доставки к трущимся деталям, однако способ подачи порошкообразного ТСМ в зону трения [5] позволяет проводить эту операцию достаточно эффективно при добавлении в состав ТСМ магнитного порошкообразного материала.

Слоистые ТСМ. Графит — высокотемпературный ТСМ с температурой плавления 3800 °С, окисления более 400 °С, перехода в пластическое состояние 2000 °С. Его применяют в узлах трения при высоких температурах и в агрессивных средах. Пленка с ориентированной структурой, покрывающая поверхность трения в результате измельчения графита в процессе приработки, позволяет снизить коэффициент трения до 0,15 [1]. Для улучшения скольжения вводят интеркалянты, в качестве которых используют переходные металлы, хлориды металлов и др.

Дисульфид молибдена — кристаллическое вещество с ярко выраженной анизотропией механических свойств и высокой адгезией к металлам. Его получают из очищенного природного молибденита. Представляет собой порошок свинцово-серого цвета.

В вакууме дисульфид молибдена сохраняет свои смазывающие свойства до температуры 1100 °С, на воздухе — до 400 °С, после чего окисляется. Его широко используют в смеси с другими самосмазывающимися материалами. Следует отметить, что с увеличением давления коэффициент трения дисульфида молибдена по стали падает (рис. 26.1), а его зависимость от температуры имеет минимум в районе 200 °С (рис. 26.2).

Дисульфид вольфрама — вещество со строением, аналогичным дисульфиду молибдена. При более высокой стоимости отличается от дисульфида молибдена большей стойкостью к окислению, термостойкостью и несущей способностью. Обладает более высокой плотностью ($\rho = 7{,}4$ г/см^3), что ограничивает его использование в качестве добавок.

Нитрид бора — вещество со строением, как у графита. Химически стоек в слабых кислотах, имеет $f \approx 0{,}1$ при температуре 20 °С, $f = 0{,}4 \ldots 0{,}5$ при 200—500 °С, $f = 0{,}3$ при 1000 °С [1], адсорбирует водяные пары, тем самым улучшая смазывающее действие.

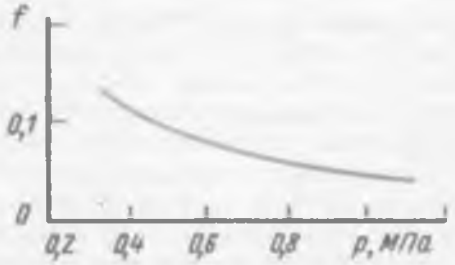


Рис. 26.1. Зависимость коэффициента трения f дисульфида молибдена от давления p в зоне контакта

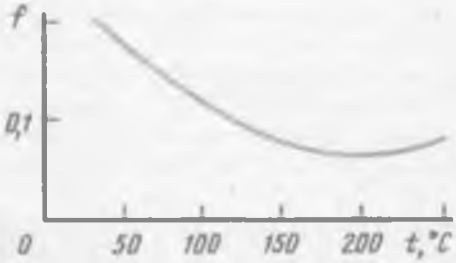


Рис. 26.2. Зависимость коэффициента трения f дисульфида молибдена от температуры t (скорость скольжения — 60 см/с, нагрузка — 200 Н)

Основные характеристики некоторых слоистых ТСМ приведены в табл. 26.21 [6]. К **неслоистым ТСМ** относят хлориды, фториды и иодиды металлов, а также мягкие металлы и окислы.

Фториды металлов, прежде всего бария и кальция, обладают низкой твердостью, высокими температурой окисления, коэффициентами линейного расширения (близкими к коэффициентам линейного расширения спла-

26.21. Основные характеристики слоистых ТСМ

ТСМ	Плотность, кг/м^3	Модуль упругости при сжатии, МПа*	Температура, °С			Коэффициент трения***
			окисления на воздухе	разложения в вакууме	плавления	
Графит	1400—1700	5050	455	—	3652**	0,04
Нитрид бора	2250	2280	800—900	—	3000**	0,67
Дисульфид молибдена	4800	8500	400	1100	1185	0,03
Диселенид молибдена	6900	—	400	—	1200	0,02
Диселенид вольфрама	9220	—	350	—	1200	0,02
Дисульфид вольфрама	7400	—	510	1400	—	0,02
Диселенид ниобия	6250	—	350	—	800	0,06

* Определяется на спрессованных образцах.
** Начинается сублимация материала.
*** В атмосфере азота при 71 °С, $v = 1{,}1$ м/с, $p = 1{,}0$ МПа, $t = 538$ °С.

вов на основе хрома, никеля, кобальта), химической стойкостью, малой растворимостью в воде. Они имеют кристаллическую структуру и чаще всего используются в качестве покрытий на жаростойких сплавах. Их применяют при температуре 500—950 °С.

Смеси окислов и фторидов, наносимые плазменным напылением, используют в узлах трения до 650 °С ($NiO + CaFe_2$ и $ZrO_2 + CaF_2$).

Хлориды, например хлорид циркония, имеют кристаллическую структуру, близкую к графиту, плотность порядка $4 \cdot 10^1$ кг/м^1.

Их наносят электроосаждением из расплава. Механические свойства хлоридов в зависимости от температуры до 400 °С неизменны в интервале 400—600 °С, хлорид циркония термопластичен, при температуре свыше 600 и до 1000 °С он сохраняет упругие свойства.

Основные характеристики иодидов некоторых металлов приведены в табл. 26.22 [6].

Металлы и оксиды используются в ТСМ в качестве основы, или компонентов, порошки мягких металлов и окислов применяют в качестве добавок в композиции антифрикционных материалов и ПСМ. При этом следует учитывать их малое сопротивление срезу, которое при повышенных температурах уменьшается вследствие уменьшения твердости, что обеспечивает их антифрикционность.

26.22. Основные характеристики иодидов некоторых металлов

ТСМ	Плотность, кг/м^3	Температура плавления, °С	Коэффициент трения*
Иодид кадмия	5700	388	—
Иодид свинца	6160	412	—
Иодид серебра	4640	550	0,14

* Испытания в атмосфере азота при 71 °С, $v = 1{,}1$ м/с, $p = 1{,}0$ МПа.

26.23. Основные характеристики некоторых металлов

Металл	Твердость, МПа	Модуль упругости $E \cdot 10^{-3}$, МПа	$\sigma_в$, МПа	Температура плавления, °С
Олово	0,53	43	1500	232
Свинец	0,4	16	900	325
Кадмий	2,2	55	7100	321
Алюминий	2,7	62	10 800	660
Медь	8,0	118	31 400	1083
Цинк	3,8	89	12 800	420

26.24. Твердость и температура плавления окислов

Окислы	Твердость по МООСу	Температура плавления, °С
Окись свинца	2,0	886
Окись сурьмы	2,5	—
Окись меди	3,0	—
Окись цинка	4,0	1975
Окись кадмия	3,0	826

Основные характеристики некоторых металлов приведены в табл. 26.23.

Окислы металлов (PbO, BrO_3) применяют в окислительных средах, при этом работоспособность PbO сохраняется до 500—650 °С, а температурный диапазон их применения при высоких скоростях 20—500 °С. Ряд окислов (ZnO, CdO, Bi_2O_3, CoO) используют в качестве термостабилизирующих добавок или антиокислителя, например ZnO. В табл. 26.24 приведены твердость и температура плавления некоторых окислов.

Органические полимерные материалы. Широкое применение в узлах трения находит термопласт — политетрафторэтилен (ПТФЭ) — природный антифрикционный материал. Он имеет аморфно-кристаллическую структуру со слабым взаимодействием молекул и кристаллов, обладает высокой химической стойкостью, водостоек. В промышленности его применяют в виде порошка или суспензии. Основные характеристики ПТФЭ приведены в табл. 26.25.

Полиэтилен (ПЭВД, ПЭНД, СВМПЭ), полиамиды, полиимиды и другие полимерные материалы в основном используются в качестве связующих ТСП или добавок.

26.25. Основные характеристики ПТФЭ

Характеристика	Значения
Плотность, кг/м^3	$2{,}15—2{,}20 \cdot 10^{-3}$
Твердость НВ	3—4
Предел прочности при растяжении, МПа	14,0—31,5
Модуль упругости при изгибе, МПа	470—850
$[pv]$, МПа·м/с, не более	0,05
Температура эксплуатации, °С, не более	200
Коэффициент трения без смазывания	0,03—0,3

26.26. Твердосмазочные покрытия ВНИИНП

Марка ТСП	Способ нанесения	Область применения	Температурный диапазон, °С	Время работы до истирания по ГОСТ 11613—65, ч
ВНИИНП-209	Распыление, окунание, кистью	На воздухе и в вакууме	—60 . . . 250	1
ВНИИНП-212	Распыление, окунание, кистью	На воздухе и в вакууме	—70 . . . 150	7
ВНИИНП-213	Распыление, окунание, кистью	На воздухе	—60 . . . 250	2
ВНИИНП-230	Распыление, кистью	В условии радиации	—60 . . . 300	10
ВНИИНП-251	Окунание и нанесение на металлическую поверхность	На воздухе и в вакууме	Не более 350	13

Примечание. У ВНИИНП-209, ВНИИНП-212, ВНИИНП-213, ВНИИНП-230 наполнитель — дисульфид молибдена, у ВНИИНП-251 — графит.

Твердосмазочные покрытия (ТСП). Антифрикционность ТСП определяется составом наполнителя и его количественным соотношением со связующим. Связующее (неорганическое, полимерное), не являясь смазывающим агентом, существенно влияет на температурный диапазон эксплуатации, адгезионную способность к металлам, толщину и равнопрочность слоя, коррозионное воздействие на металлы и др. ТСП без связующего изнашиваются значительно быстрее. Основные требования, предъявляемые к ТСП, следующие: низкое сопротивление срезу, высокая адгезия к твердой подложке, долговечность, термостойкость, малая толщина, отсутствие коррозионного воздействия на подложку. Износостойкость ТСП можно увеличить путем нанесения промежуточного слоя различных металлов. Прочностные характеристики ТСП (в первую очередь, сопротивление сдвигу) при тяжелых режимах эксплуатации существенно зависят от давления.

ТСП ВНИИНП (табл. 26.26 [4]) поставляют в виде суспензии, связующего и ТСМ (дисульфид молибдена, графит).

Коэффициент трения f покрытий для разных сред зависит от температуры. Так, в воз-

26.27. Фторопластовые лаки и суспензии для твердосмазочных покрытий

Материал покрытия	Максимальная температура в зоне контакта, °С	Толщина, мкм	Особенности покрытия
Фторопластовая суспензия	155—200	100	Низкая стойкость к коррозии и воздействию абразивов
Антифрикционный лак	120—150	15—30	Износостойкость в 50—60 раз выше, чем износостойкость чистого фторопласта-4Д, и в 10 раз выше, чем покрытия лаком ФБФ
Антифрикционный лак ФБФ-74Д	100—125 (кратковременно до 300 °С)	15—30	Высокая адгезия к металлам и керамике
Фторопластовая композиция ФК-33	150—200	—	Высокая адгезия к коррозионно стойкой стали, вибростойкость
Антифрикционная фторопластовая паста ПФМ-75	Не более 280	10—20	Наносится на поверхность спеченной металлокерамической ленты

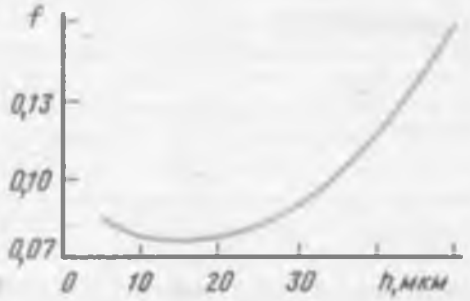


Рис. 26.3. Зависимость коэффициента трения f ТСП (суспензии фторопласта с фенолформальдегидной смолой) от толщины пленки h

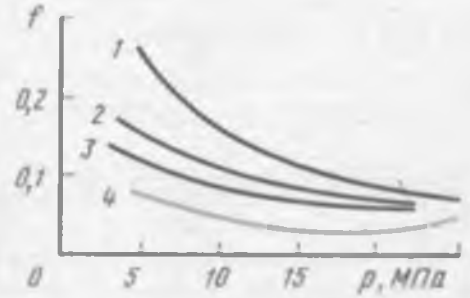


Рис. 26.4. Зависимость коэффициента трения f подшипников с ТСП от давления p:
1 — ВНИИНП-212; *2* — ФБФ-48Д; *3* — ВНИИНП-230; *4* — ФБФ-74Д (скорость скольжения 0,04 м/с)

душной среде при температурах 20—250 °С у ВНИИНП-212 $f=0{,}06\ldots0{,}3$, у ВНИИНП-230 $f=0{,}06\ldots0{,}25$, у ВНИИНП-251 $f=0{,}06\ldots0{,}18$; в среде CO_2 в том же температурном диапазоне у ВНИИНП-212 $f=0{,}04\ldots0{,}22$, у ВНИИНП-230 $f=0{,}03\ldots0{,}18$, у ВНИИНП-251 $f=0{,}05\ldots0{,}18$, в вакууме у ВНИИНП-212 $f=0{,}06\ldots0{,}15$, у ВНИИНП-230 $f=0{,}06\ldots0{,}15$, у ВНИИНП-251 $f=0{,}19\ldots0{,}23$. Кроме перечисленных выше во ВНИИНП разработаны следующие ТСП: ВНИИНП-215, ВНИИНП-229, ВНИИНП-268, ВНИИНП-504, ЭОНИТ-3 и др. В НПО «Пластполимер» разработан ряд суспензий и лаков на основе фторопласта (табл. 26.27 [1]). При выборе этих покрытий следует отметить более высокий, чем у ТСП ВНИИНП, коэффициент трения в вакууме.

Зависимости коэффициента трения от давления для различных ТСП и от толщины покрытия приведены соответственно на рис. 26.3 и 26.4 [1].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Воронков Б. Д.** Подшипники сухого трения. Л.: Машиностроение, 1979. 224 с.

2. **Климов К. И.** Антифрикционные пластичные смазки. М.: Химия, 1988. 704 с.

3. **Петрова Л. Н., Никоноров Е. М., Скрябина Т. Г., Бакалейников Н. Б.** Пути повышения работоспособности пластичных смазок. Обзорная информация. М.: ЦНИИТЭнефтемаш, 1988, № 7. 56 с.

4. **Сентюрихина Л. Н., Опарина Е. М.** Твердые дисульфидмолибденовые смазки. М.: Химия, 1966. 152 с.

5. **Твердые** смазочные покрытия: Сборник статей. Отв. ред. Р. М. Матвеевский. М.: Наука, 1977. 109 с.

6. **Трение**, изнашивание и смазка: Справочник. В 2 кн./Под ред. И. В. Крагельского и В. В. Алисина. Кн. 1/В. В. Алисин, А. Я. Алябьев, А. М. Архаров и др. М.: Машиностроение, 1978. 400 с.

Глава 27
ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ПРИ ОДНОКРАТНОМ НАГРУЖЕНИИ

27.1. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДЕФОРМИРОВАНИЯ И ПРОЧНОСТИ ПРИ ЛИНЕЙНОМ НАПРЯЖЕННОМ СОСТОЯНИИ

При конструировании машин определяющими являются современные методы расчетов и испытаний на прочность. Наряду с учетом условий эксплуатации важное значение приобретают вопросы обеспечения прочности для трех различных режимов нагружения — однократного, малоциклового и многоциклового. Ниже изложены сложившиеся в последние годы методы обоснования прочности машин и конструкций для этих режимов нагружения. При этом используются как традиционные инженерные расчеты на прочность по номинальным напряжениям и стандартным характеристикам механических свойств применяемых конструкционных материалов, так и новые методы расчетов по локальным напряжениям и деформациям и по одно- и многокритериальным характеристикам современной механики деформирования и разрушения [1, 2, 16].

Для случая однократного нагружения при анализе прочности машин вводят критерии разрушения при кратковременном статическом нагружении, высокоскоростном динамическом нагружении и длительном статическом нагру-

жении. Времена достижения предельного состояния при этих трех видах нагружения существенно различаются от $10^{-5}—10^{-3}$ с до $10^{4}—10^{5}$ ч и более. Для каждого из указанных видов нагружения возможно возникновение разрушения трех видов — хрупкого, квазихрупкого и вязкого, характеризуемых различными номинальными и местными разрушающими напряжениями и деформациями (от долей до десятков процентов), скоростями развития трещин (от 10^{-5} мм/с до 2000—3000 м/с), особенностями строения микро- и макроповерхностей разрушения. Для расчетов на прочность при возникновении хрупких, квазихрупких и вязких состояний используют три основные группы критериев разрушения — силовые, деформационные и энергетические.

При традиционных расчетах на прочность широкого класса машин по номинальным напряжениям с запасами прочности 1,5—3 можно ограничиваться силовыми критериями, если считать деформирование упругим. Для высоконагруженных машин и объектов новой техники традиционных инженерных расчетов с запасами прочности до 1,1—2 оказывается недостаточно и приходится рассматривать локальные напряженно-деформированные состояния в упругопластической области, а силовые критерии дополнять деформационными и энергетическими. В этом случае расчет базируется на детальном определении местных напряжений и деформаций под действием механических, тепловых, электромагнитных, эксплуатационных и технологических нагрузок с учетом кинетики напряженно деформированных состояний на различных стадиях нагружения.

При таких условиях наиболее перспективными, в первую очередь, оказываются деформационные критерии разрушения, отражающие существенную роль локальных деформаций в накоплении повреждений и развитии разрушения. Кроме того, в практике конструирования и моделирования все большее применение находят экспериментальные методы определения локальных деформаций в моделях и натурных узлах машин с применением тензометрии, голографии, интерферометрии, термовидения. Устанавливаемые из расчетов и экспериментов местные напряжения и деформации являются основой для расчетов по энергетическим критериям. Однако определение силовых и энергетических характеристик разрушения через измеряемые деформационные оказывается непростой задачей при нелинейном (неупругом) деформировании. Поэтому необходим переход от традиционных расчетов прочности по напряжениям преимущественно к современным расчетам по деформациям (или энергиям).

Второй, принципиально важный и новый элемент современных расчетов на прочность — анализ двух стадий повреждения несущих деталей машин — образования и развития трещин. Сложившиеся на протяжении длительного времени инженерные расчеты и методы обоснования прочности базировались на следующих основных гипотезах:

деформируемые тела сплошные и не имеют макродефектов типа трещин;

возникновение высоких локальных напряжений и трещин приводит к мгновенному разрушению;

несущая способность тел с трещинами резко падает и эксплуатация деталей машин с трещинами недопустима.

Современная механика разрушения, диагностика состояния и дефектоскопия материалов и машин показали неприемлемость указанных выше гипотез для создания авиационных и ракетно-космических аппаратов, атомных и химических реакторов, уникальных технологических установок, а также опытных и промышленных серий машин в различных отраслях современного машиностроения.

Для традиционных и новых методов расчета прочности используют диаграммы деформирования и характеристики разрушения, получаемые при механических испытаниях гладких образцов, образцов с концентрацией напряжений и образцов с трещинами [1, 2, 14—18]. При традиционных стандартизованных методах испытаний на растяжение плоских и цилиндрических гладких образцов

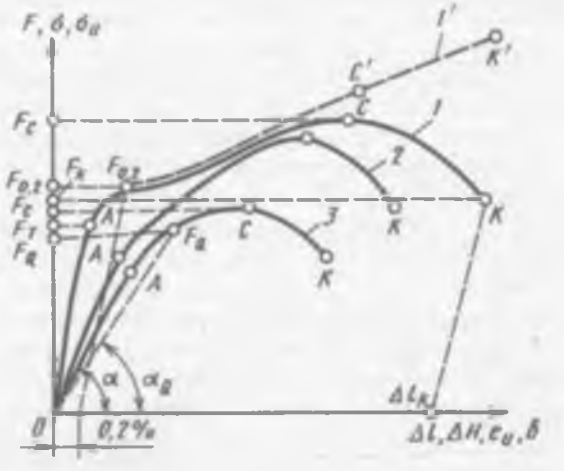


Рис. 27.1. Диаграммы деформирования и разрушения образцов:

1 — гладкого; *2* — с концентрацией напряжений; *3* — с трещиной

получают диаграммы растяжения (рис. 27.1) — зависимости между растягивающей силой F и удлинением образца Δl по исходной базе l_0 ($F=0$) и текущей l (при $F>0$):

$$\Delta l = l - l_0. \qquad (27.1)$$

При этом происходит уменьшение поперечного сечения от A_0 до A:

$$\Delta A = A_0 - A. \qquad (27.2)$$

При испытаниях мягких пластичных малоуглеродистых сталей получается зависимость Δl и ΔA от F в виде кривой 1 на рис. 27.1. На диаграмме деформирования выделяют следующие характерные точки:

точку A, соответствующую предельному значению упругих деформаций и началу текучести при $F = F_T$;

точку C, соответствующую максимальной нагрузке F_C в процессе нагружения и окончанию равномерной пластической деформации по сечениям образца;

точку K, соответствующую нагрузке F_K при окончательном разрушении образца.

Таким же образом можно получить диаграмму деформирования при испытании образцов с концентрацией напряжений и с трещинами (кривые *2* и *3*). Если брутто-сечения всех трех образцов были одинаковы, то диаграммы растяжения $F - \Delta l$ для этих образцов будут расположены так, как показано на рисунке. Предельные нагрузки F_C, F_K и номинальные деформации Δl_K, ΔA_K снижаются по мере увеличения концентрации напряжений.

Если разрушения соответствуют точкам на участке кривой OA, то их считают хрупкими. При этом макропластические деформации отсутствуют; возникающие локализованные пластические деформации сосредоточиваются в узких зонах, примыкающих к поверхности разрушения. Для таких разрушений силовые, деформационные и энергетические критерии эквивалентны, и их можно свести к силовым. Если разрушения соответствуют точкам диаграмм на участке AC, то их можно классифицировать как квазихрупкие. В этом случае макропластические деформации возникают по всему сечению. Разрушения описывают с помощью деформационных и энергетических критериев. Для участка CK характерны вязкие разрушения с большими пластическими деформациями в значительной части объемов образцов и деталей. В качестве критериев вязких разрушений следует использовать деформационные и энергетические.

Для точек A, C, K диаграммы деформирования гладкого образца определяют условные напряжения

$$\sigma = F/A_0 \qquad (27.3)$$

и предел текучести σ_T, временное сопротивление σ_B и напряжение разрыва σ_k:

$$(\sigma_T, \sigma_B = \sigma_C, \sigma_k) = \frac{(F_T, F_C, F_K)}{A_0}. \qquad (27.4)$$

Наряду с определением предела текучести σ_T (что соответствует пределу пропорциональности $\sigma_{пц}$) в стандартах предусмотрено определение условного предела текучести $\sigma_{0,2}$, соответствующего остаточной относительной пластической деформации, равной 0,2 %:

$$\sigma_{0,2} = F_{0,2}/A_0. \qquad (27.5)$$

Для образцов с трещиной допуск на нелинейность деформирования при определении условной нагрузки F_Q назначают не по остаточной деформации, а по заданному снижению секущего модуля ($\operatorname{tg}\alpha_Q = k\operatorname{tg}\alpha$, где $k = 0{,}95$).

Для нагрузок F и F_K устанавливают:

сопротивление разрыву в шейке

$$S_k = F_K/A_K; \qquad (27.6)$$

текущее относительное удлинение δ и сужение ψ площади поперечного сечения (выражаемое в относительных единицах или процентах):

$$\delta = \Delta l/l_0 = 1/(1-\psi) = e, \ \psi = \Delta A/A_0; \qquad (27.7)$$

предельные значения остаточных пластических деформаций:

$$\delta_k = (l_k - l_0)/l_0; \ \psi_k = (A_0 - A_K)/A_0. \qquad (27.8)$$

Величина ψ_k сравнительно мало зависит от рабочей длины образца l_0, а δ_k существенно изменяется при изменении l_0/A_0.

Силовые и деформационные характеристики материалов σ_T (или $\sigma_{0,2}$), σ_B, δ_k и ψ_k являются базовыми: они включаются в технические условия на поставку металлических конструкционных материалов, в паспорта приемочных испытаний, а также входят в расчеты прочности и ресурса. К числу базовых относят и модуль E продольной упругости материала, определяемый как тангенс угла α начального участка упругого деформирования, и коэффициент Пуассона μ, определяемый как модуль отношения поперечной деформации к продольной.

По заданным значениям силы F и площади поперечного сечения A можно определить истинные значения напряжений σ_u и продольных логарифмических деформаций e_u:

$$\sigma_u = F/A = \sigma\frac{1}{1-\psi}; \ e_u = \ln\frac{1}{1-\psi}. \qquad (27.9)$$

По мере увеличения F растет ψ и кривая деформирования гладкого образца (кривая $1'$ на рис. 27.1) в истинных напряжениях $\sigma_и$ и деформациях $e_и$ пройдет выше кривой деформирования (кривая 1) в условиях напряжения σ и деформациях e. В области упругих и малых упругопластических деформаций величины $\sigma_и$ и $e_и$ мало отличаются от σ и e и кривые 1 и $1'$ практически совпадают.

Наряду с характеристиками свойств по уравнениям (27.4)—(27.6), (27.8) для расчетов прочности и ресурса необходимо знать зависимость между напряжениями и деформациями (уравнение состояния) для всего процесса деформирования — от его начала до момента разрушения [2, 3, 10, 13, 16—18, 21]. Эти зависимости получают экспериментально или путем аппроксимации реальных диаграмм деформирования.

В качестве параметров диаграмм деформирования можно использовать координаты соответствующих точек на кривой напряжение — деформация (расчеты обычно выполняют на ЭВМ) или различные аналитические функции пластичности.

Наиболее широкое применение для анализа напряжений и деформаций в упругопластической области получили линейная и степенная аппроксимация диаграмм деформирования:

$$\sigma = \sigma_т + E_т(e - e_т); \qquad (27.10)$$

$$\sigma = \sigma_т\left(\frac{e}{e_т}\right)^m, \qquad (27.11)$$

где $\sigma_т$, $e_т$ — напряжения и деформации на участке текучести; $E_т$ — модуль упрочнения в упругопластической области $(0 \leqslant E_т \leqslant E)$; m — характеристика упрочнения материала в упругопластической области $(0 \leqslant m \leqslant 1)$.

При расчетах на прочность эффективно использовать относительные напряжения и деформации:

$$\bar\sigma = \sigma/\sigma_т;\ \bar e = e/e_т = 1/e_т \ln 1/(1-\psi). \qquad (27.12)$$

Тогда уравнения (27.10) и (27.11) примут вид

$$\bar\sigma = 1 + \bar E_т(\bar e - 1); \qquad (27.13)$$

$$\bar\sigma = \bar e^m, \qquad (27.14)$$

где $\bar E_т$ — относительный модуль упрочнения $(\bar E_т = E_т/E)$.

Характеристики упрочнения m и $\bar E_т$ связаны [2] зависимостью, близкой к линейной, при $0 \leqslant m \leqslant 0{,}3$:

$$\bar E_т \approx 0{,}35m. \qquad (27.15)$$

Если в первом приближении принять, что уравнение (27.11) справедливо при напряжениях $\sigma_т \leqslant \sigma = S_k$, $E \approx 2\cdot 10^5$ МПа и $\sigma_k/\sigma_в \approx 1 + 1{,}4\,\psi_k$, то

$$m' = \frac{\lg(S_k/\sigma_т)}{\lg\dfrac{1}{e_т}\ln\dfrac{1}{1-\psi_k}} = \frac{\lg(S_k/\sigma_{0,2})}{\lg\dfrac{1}{\sigma_{0,2}/E + 0{,}2\cdot 10^{-2}}\ln\dfrac{1}{1-\psi_k}} = \frac{\lg\left[\sigma_в/\sigma_{0,2}(1+1{,}4\psi_k)\right]}{\lg\left[\left(10^5\ln\dfrac{1}{1-\psi_k}\right)/200 + 0{,}5\sigma_{0,2}\right]}. \qquad (27.16)$$

На рис. 27.2 показана зависимость m' от характеристик механических свойств сталей ($\sigma_{0,2}$, $\sigma_в$, ψ_k).

Если учесть концентрацию напряжений и деформаций в шейке цилиндрического образца [2], то на основе уравнений (27.11) и (27.14)

$$m = 0{,}75m'; \qquad (27.17)$$

$$\sigma_т = \left[\frac{\sigma_{0,2}}{(E_т\cdot 0{,}2\cdot 10^{-2} + \sigma_{0,2})^m}\right]^{1/(1-m)}. \qquad (27.18)$$

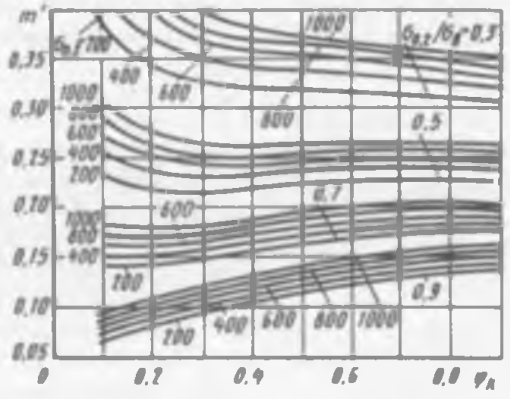


Рис. 27.2. Зависимость показателя упрочнения от характеристик механических свойств сталей

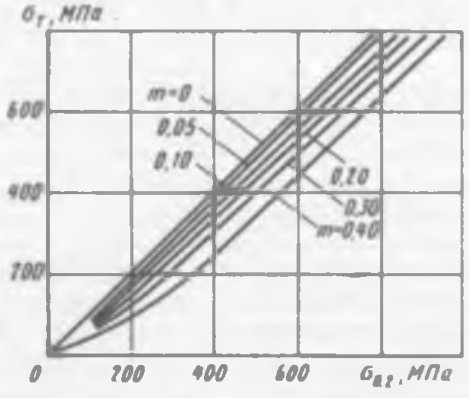


Рис. 27.3. Зависимость предела текучести $\sigma_т$ от условного предела текучести для сталей

Для сталей с модулем упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа связь между $\sigma_т$ и $\sigma_{0,2}$, определяемая уравнением (27.18), для задачных значений m показана на рис. 27.3.

На основе уравнений (27.3), (27.9), (27.11) для точки C кривой 1 рис. 27.1 из условий $\sigma = \sigma_в$ и $d\sigma/de = 0$ получим [2]

$$e_в = m = \ln 1/(1 - \psi_в). \qquad (27.19)$$

Таким образом, показатель упрочнения численно равен равномерной продольной логарифмической деформации. Равномерное сужение $\psi_в$, определяющее деформацию $e_в$, можно оценить по приближенной формуле

$$\psi_в \approx \psi_k \frac{1 - \sigma_{0,2}/\sigma_в}{S_k/\sigma_в - \sigma_{0,2} - \sigma_в} \approx$$

$$\approx \psi_k \frac{1 - \sigma_{0,2}/\sigma_в}{1 + 1{,}4\psi_k - \sigma_{0,2}/\sigma_в}. \qquad (27.20)$$

Результаты эксперимента и расчета по формуле (27.20) различаются не более чем на 10—12 %. В тех случаях, когда из опыта известно только относительное продольное удлинение (например, δ_5 при $l_0/d_0 = 5$), относительное равномерное сужение $\psi_в$ может быть приближенно установлено [2] по формуле

$$\psi_в = (\delta_5 - 0{,}1)/(\delta_5 + 1{,}0). \qquad (27.21)$$

Для крупногабаритных деталей машин и элементов конструкций следует учитывать зависимость механических свойств металлов от абсолютных размеров сечений. Ухудшение механических свойств материала при увеличении площади поперечного сечения детали A по сравнению с площадью A_0 образца, как следует из данных [2], описывается степенными функциями

$$\sigma_{0,2} = (\sigma_{0,2})_0 \left(\frac{A_0}{A}\right)^{m_{0,2}};$$

$$\sigma_в = (\sigma_в)_0 \left(\frac{A_0}{A}\right)^{m_в};$$

$$S_k = (S_k)_0 \left(\frac{A_0}{A}\right)^{m_k};$$

$$\psi_k = (\psi_k)_0 \left(\frac{A_0}{A}\right)^{m_\psi}. \qquad (27.22)$$

Для малоуглеродистых и низколегированных сталей показатели степени $m_{0,2} = m_в = 0{,}013$. Характеристика материала $m_\psi = 0{,}024 \ldots 0{,}40$, и повышение степени легирования сталей приводит к ее снижению. В соответствии с результатами экспериментов $m_k \approx 0{,}040$ и мало зависит от степени легирования стали. Показатель упрочнения m в упругопластической области для конструкционных сталей практически не зависит от размеров сечений.

Приведенные выше данные о сопротивлении материалов упругопластическим деформациям и разрушению, параметрах уравнений (27.1)—(27.22) для диаграмм деформирования используются в дальнейшем для описания закономерностей хрупкого, квазихрупкого и вязкого разрушения при однократном нагружении. Параметры этих уравнений при отсутствии соответствующих экспериментальных данных устанавливают по характеристикам механических свойств ($\sigma_{0,2}$, $\sigma_в$, ψ_k, δ_5), полученных в результате стандартных испытаний лабораторных образцов на растяжение.

27.2. КОНЦЕНТРАЦИЯ НАПРЯЖЕНИЙ И ДЕФОРМАЦИЙ В ДЕТАЛЯХ МАШИН

В деталях машин и элементах конструкций, как правило, создаются неодноосные и неоднородные напряженные состояния благодаря отверстиям, выточкам, галтелям, патрубкам, резьбам, изменениям толщин и присоединению укрепляющих элементов. На основе результатов решения краевых задач теории упругости, а также многочисленных экспериментальных исследований получена обширная информация о важнейших параметрах конструктивной концентрации напряжений, входящих в расчеты прочности и ресурса — теоретических коэффициентах концентрации и градиентах напряжений [6, 16, 19].

Возникновение упругопластических местных деформаций в зонах концентрации приводит к перераспределению напряжений и деформаций, а также изменению коэффициентов концентрации напряжений и деформаций. При этом кинетика напряжений и деформаций зависит от сопротивления материала неупругим деформациям (предела текучести $\sigma_т$, относительного модуля упрочнения $\bar{E}_т$ и показателя упрочнения m), теоретического коэффициента концентрации α_σ и уровня номинальных напряжений $\sigma_н$. Аналитические решения краевых нелинейных задач теории концентрации напряжений практически отсутствуют, и поэтому эффекты перераспределения напряжений и деформаций в неупругой области описывают [1—3, 6—9, 16, 18, 19] приближенными методами теории пластичности (методами упругих решений, переменных модулей упругости), численными методами (методами конечных элементов, вариационно-разностными, граничных интегральных урав-

нений) и экспериментальными методами (методами оптически активных наклеек, муара, сеток, малобазной тензометрии, голографии, лазерной и оптической интерферометрии и др.).

В современных инженерных расчетах прочности большое распространение получили приближенные формулы [1, 2, 7, 16] для определения коэффициентов концентрации напряжений K_σ и деформаций K_ε в упругопластической области по известным значениям коэффициента концентрации напряжений α_σ в упругой области. Так, в соответствии с формулой Г. Нейбера

$$K_\sigma K_\varepsilon/\alpha_\sigma^2 = 1. \qquad (27.23)$$

Для учета неодноосности напряженного состояния α_σ в формуле (27.23) при определении интенсивности местных напряжений и деформаций следует рассчитывать как корень квадратный из произведения теоретических коэффициентов концентрации интенсивностей упругих напряжений и деформаций.

Тогда максимальные значения интенсивности местных упругопластических деформаций $\bar{e}_{max\,k}$ и напряжений $\bar{\sigma}_{max\,k}$ соответственно равны:

$$\bar{e}_{max\,k} = \bar{e}_n K_\varepsilon;\ \bar{\sigma}_{max\,k} = \bar{\sigma}_n K_\sigma, \qquad (27.24)$$

где $\bar{e}_n$, $\bar{\sigma}_n$ — интенсивность номинальных деформаций и напряжений.

Для уточненного расчета коэффициента концентрации деформаций в работе [2] выполнена модификация формулы Г. Нейбера:

$$\frac{K_\sigma K_\varepsilon}{\alpha_\sigma^2} = F\left[\alpha_\sigma, \bar{\sigma}_n, f(\bar{\sigma}_n, \bar{e}_n)\right], \qquad (27.25)$$

где $f(\sigma_n, e_n)$ — уравнение кривой деформирования в координатах $\sigma_n - e_n$.

На основе анализа результатов аналитических, численных и экспериментальных исследований функция F была принята в виде

$$F\left[\alpha_\sigma, \bar{\sigma}_n, f(\bar{\sigma}_n, \bar{e}_n)\right] = \frac{1}{(\alpha_\sigma \bar{\sigma}_n)^{n(1-m)\left[1-\left(\bar{\sigma}_n - 1/\alpha_\sigma\right)\right]/(1+m)}}, \qquad (27.26)$$

где n — постоянная, определяемая из расчета или из эксперимента для данных величин α_σ, σ_n, m. При инженерных расчетах можно принять $n = 0{,}5$.

В предельном случае $\alpha_\sigma \bar{\sigma}_n = 1$, $\sigma_n = 1/\alpha_\sigma$ и $F = 1$; при упругих деформациях в зоне концентрации $m = 1$ и $F = 1$.

В случае степенной аппроксимации диаграмм деформирования, связывающей номинальные и максимальные напряжения и деформации в зоне концентрации уравнением (27.14), на основе (27.24) — (27.26) получим

$$K_\varepsilon = \frac{\alpha_\sigma^{2/(1+m)} \bar{\sigma}_n^{-(1-m)/(1+m)}}{(\alpha_\sigma \bar{\sigma}_n)^{n(1-m)\left[1-\left(\bar{\sigma}_n - 1/\alpha_\sigma\right)\right]/(1+m)}} \text{ при } \bar{\sigma}_n \leqslant 1; \qquad (27.27)$$

$$K_\varepsilon = \frac{\alpha_\sigma^{2/(1+m)}}{(\alpha_\sigma \bar{\sigma}_n)^{n(1-m)\left[1-\left(\bar{\sigma}_n - 1/\alpha_\sigma\right)\right]/(1+m)}} \text{ при } \bar{\sigma}_n \geqslant 1; \qquad (27.28)$$

$$K_\sigma = \frac{\alpha_\sigma^{2m/(1+m)}}{\bar{\sigma}_n^{-(1-m)/(1+m)} (\alpha_\sigma \bar{\sigma}_n)^{n(1-m)\left[1-\left(\bar{\sigma}_n - 1/\alpha_\sigma\right)\right]/(1+m)}}$$

при $\bar{\sigma}_n \leqslant 1$; (27.29)

$$K_\sigma = \frac{\alpha_\sigma^{2m(1+m)}}{(\alpha_\sigma \bar{\sigma}_n)^{n(1-m)\left[1-\left(\bar{\sigma}_n - 1/\alpha_\sigma\right)\right]/(1+m)}} \text{ при } \bar{\sigma}_n \geqslant 1. \qquad (27.30)$$

Для упрощения расчетов прочности при степенной аппроксимации диаграмм деформирования преобразуем формулу Нейбера (27.23):

$$K_\varepsilon = \alpha_\sigma^{2/(1+m)} \bar{\sigma}_n^{-(1-m)/(1+m)} \text{ при } \bar{\sigma}_n \geqslant 1; \qquad (27.31)$$

$$K_\varepsilon = \alpha_\sigma^{2/(1+m)} \text{ при } \bar{\sigma}_n \geqslant 1; \qquad (27.32)$$

$$K_\sigma = \alpha_\sigma^{2m/(1+m)} / \bar{\sigma}_n^{-(1-m)/(1+m)} \text{ при } \bar{\sigma}_n \leqslant 1; \qquad (27.33)$$

$$K_\sigma = \alpha_\sigma^{2m(1+m)} \text{ при } \bar{\sigma}_n \geqslant 1. \qquad (27.34)$$

По формулам (27.27) — (27.34) при уменьшении сопротивления упругопластическим деформациям, характеризуемого показателем упрочнения m, и увеличении номинальных напряжений коэффициенты концентрации деформаций K_ε увеличиваются от α_σ до α_σ^2 и более, коэффициенты концентрации напряжений K_σ уменьшаются от α_σ до 1. При этом по формулам (27.31) — (27.34) для случая $\bar{\sigma}_n < 1$ получают завышенные, а для случая $\bar{\sigma}_n > 1$ заниженные значения K_ε и K_σ по сравнению с их значениями, рассчитанными по формулам (27.27) — (27.30).

С переходом от упругого к упругопластическому деформированию в зонах концентрации незначительному изменению коэффициентов концентрации напряжений будет соответствовать более значительное изменение коэффициентов концентрации деформаций K_ε и максимальных местных упругопластических деформаций. Поэтому при расчетах на прочность, основанных на деформационных критериях разрушения, следует использовать расчетные формулы (27.27) — (27.30), которые позволяют наиболее точно определить местные упругопластические деформации.

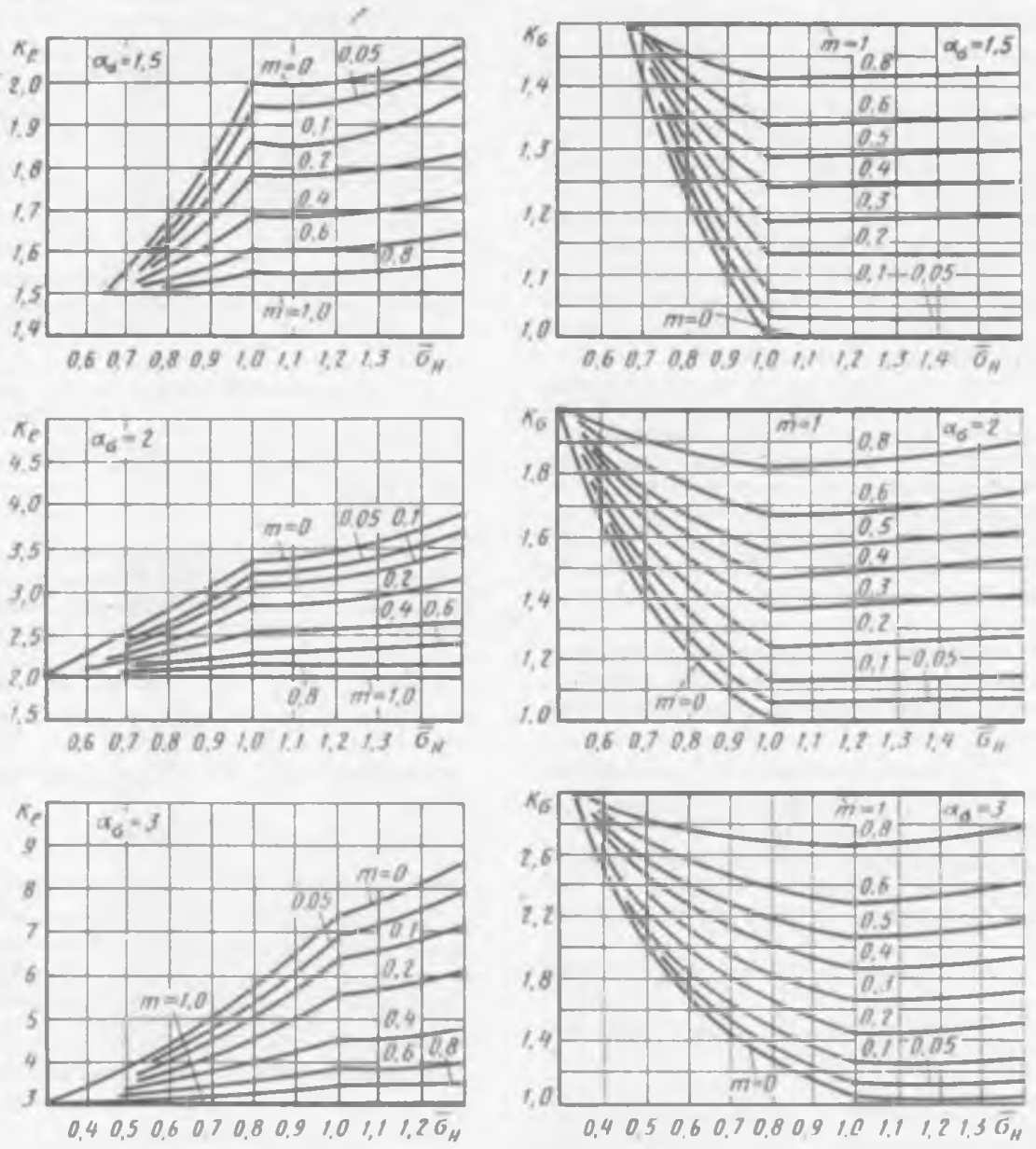


Рис. 27.4. Зависимость коэффициентов концентрации деформаций и напряжений от номинальных напряжений и показателя упрочнения при различных α_σ

Для практического использования в расчетах прочности на рис. 27.4 показаны зависимости коэффициентов концентрации деформаций K_ε и напряжений K_σ, рассчитанных по уравнениям (27.27) – (27.30), от номинальных напряжений $\sigma_н$ для теоретических коэффициентов концентрации α_σ, равных соответственно 1, 5, 2, 3.

Промежуточные значения K_ε и K_σ находят по рис. 27.4 линейной интерполяцией. А затем по формулам (27.24) определяют местные напряжения и деформации в деталях машин в упругопластической области при известных теоретических коэффициентах концентрации напряжений, номинальных напряжениях и характеристиках свойств конструкционных материалов.

27.3. НАПРЯЖЕНИЯ И ДЕФОРМАЦИИ В ЗОНАХ ТРЕЩИН

Научной основой расчетов на прочность является механика разрушения, развитая в фундаментальных работах Н. И. Мусхелишвили, В. В. Панасюка, Г. П. Черепанова, А. Гриффитса, Д. Ирвина и др. Обобщая

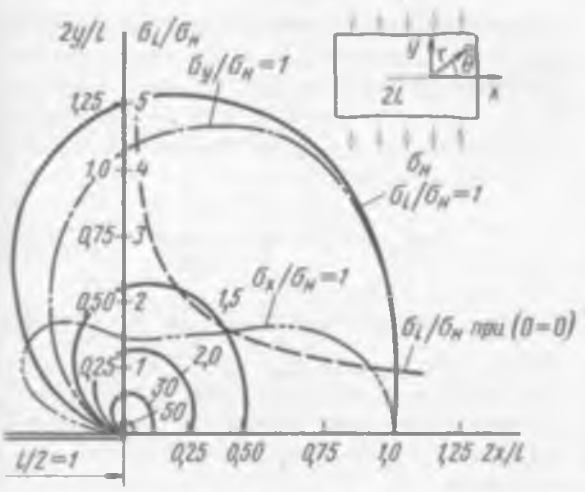


Рис. 27.5. Распределение напряжений в пластине с центральной трещиной при плоском напряженном состоянии

результаты решения краевых задач для тел с трещинами, Д. Ирвин установил, что напряженное и деформированное состояния в окрестности вершины трещины при упругих деформациях могут быть определены только одним параметром — коэффициентом интенсивности напряжений K (для трех моделей трещин K_I, K_{II}, K_{III}).

Коэффициент интенсивности напряжений для растягиваемой силой пластины с трещиной длиной l (рис. 27.5) имеет такое же значение, как и при установлении максимального местного напряжения в пластине с концентрацией напряжений α_σ

$$\sigma_{max}=f(\alpha_\sigma)=\sigma_н\alpha_\sigma=\frac{F}{A}\alpha_\sigma; \qquad (27.35)$$

$$\sigma_{max}=\sigma_y=f(K_I)=\sigma_н f(l)=\frac{F}{A}f(l). \qquad (27.36)$$

Для расчетов на прочность в работах [1, 2, 4, 5, 12, 20] приведены значения коэффициентов интенсивности напряжений для случая упругого деформирования.

Развитие решений краевых задач для упругих тел с трещинами на случай упругопластического деформирования в вершине получило в работах Д. Ирвина, Г. П. Черепанова, В. В. Панасюка, Е. М. Морозова, В. З. Партона, Д. Даглейла, Д. Райса и др. Была показана возможность использования основных соотношений линейной механики разрушения при номинальных напряжениях по неослабленному сечению до 0,7 предела текучести и по ослабленному до 0,8—0,9 предела текучести.

Из результатов аналитических, численных и экспериментальных исследований с переходом от упругих деформаций к упругопластическим следует, что максимальные местные деформации и градиенты деформаций в вершине трещин увеличиваются более интенсивно, чем номинальные напряжения, по мере роста нагрузок и снижения сопротивления материала упругопластическим деформациям.

Учитывая чрезвычайную сложность исследований упругопластического напряженного и деформированного состояний в зонах трещин и необходимость их учета при разработке инженерных методов расчета прочности элементов конструкций, в работе [2] предложен метод приближенного анализа местных упругопластических деформаций. Он распространен на широкий интервал номинальных напряжений, как меньших, так и больших предела текучести; и его определяют на основе уравнений линейной механики разрушения и коэффициентов концентрации упругопластических деформаций и напряжений.

По Д. Ирвину, для упругой пластины с трещиной длиной $2l$ под действием напряжений $\sigma=\sigma_н$ (рис. 27.5) в условиях плоского напряженного состояния ($\sigma_z=0$)

$$\sigma_x=\frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}}\cos\frac{\theta}{2}\left(1-\sin\frac{\theta}{2}\sin\frac{3}{2}\theta\right);$$

$$\sigma_y=\frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}}\cos\frac{\theta}{2}\left(1+\sin\frac{\theta}{2}\sin\frac{3}{2}\theta\right);\ \sigma_z=0; \qquad (27.37)$$

$$\tau_{xy}=\frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}}\sin\frac{\theta}{2}\cos\frac{\theta}{2}\cos\frac{3}{2}\theta;\ \tau_{xz}=\tau_{yz}=0,$$

где K_I — коэффициент интенсивности напряжений; r, θ — полярные координаты рассматриваемой точки; x, y, z — прямоугольные координаты.

С использованием (27.37) можно получить интенсивность напряжений в окрестности трещины

$$\sigma_i=\frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}}\cos\frac{\theta}{2}\sqrt{1+3\sin^2\frac{\theta}{2}}. \qquad (27.38)$$

Для пластины неограниченных размеров с центральной трещиной (см. рис. 27.5)

$$K_I=\sigma_н\sqrt{\pi l}. \qquad (27.39)$$

На рисунке сплошные линии — это кривые равных относительных интенсивностей напряжений $\sigma_i/\sigma_н$, штриховые линии — распределение интенсивностей напряжений в минимальном сечении (при $\theta=\theta$).

Интенсивность напряжений σ_i существенно превышает интенсивность номинальных напряжений на расстояниях $r<0{,}25l$ и мало отличается от напряжений σ_y.

По компонентам напряжений в соответствии с уравнением (27.37) определяют главные напряжения

$$\sigma_1=\frac{K_1}{\sqrt{2\pi r}}\cos\frac{\theta}{2}\left(1+\sin+\frac{\theta}{2}\right); \quad (27.40)$$

$$\sigma_2=\frac{K_1}{\sqrt{2\pi r}}\cos\frac{\theta}{2}\left(1-\sin\frac{\theta}{2}\right)$$

Для плоской деформации, когда деформации в направлении толщины пластины стеснены, получим

$$\sigma_z=\mu\left(\sigma_x+\sigma_y\right)=2\mu\frac{K_1}{\sqrt{2\pi r}}\cos\frac{\theta}{2}, \quad (27.41)$$

где μ — коэффициент Пуассона. При $\theta=0$ $\sigma_z=\sigma_3$.

Тогда с использованием (27.37), (27.38) и (27.41)

$$\sigma_i=\frac{K_1}{\sqrt{2\pi r}}\cos\frac{\theta}{2}\sqrt{(1-2\mu)^2+\sin\frac{\theta}{2}}. \quad (27.42)$$

Отношения интенсивности напряжений σ_i к сумме главных напряжений $\sigma_1+\sigma_2+\sigma_3=3\sigma_{cp}$ при $\theta=0$ соответственно для плоского напряжения состояния и для плоского деформирования составляют

$$\frac{\sigma_i}{3\sigma_{cp}}=\frac{1}{2};\ \frac{\sigma_i}{3\sigma_{cp}}=\frac{1-2\mu}{2(1+\mu)}. \quad (27.43)$$

Увеличение μ с 0,25 до 0,5 в соответствии с уравнением (27.43) приводит к уменьшению отношения $\sigma_i/3\sigma_{cp}$ с 0,5 до нуля. Используя обобщенный закон Гука и уравнения (27.37) и (27.41), можно найти компоненты упругих деформаций, а по ним — интенсивность упругих деформаций в вершине трещины для плоского напряженного состояния

$$e_i=\frac{2(1+\mu)}{3E}\frac{K_1}{\sqrt{2\pi r}}\cos\frac{\theta}{2}\sqrt{1+3\sin^2\frac{\theta}{2}}, \quad (27.44)$$

и плоской деформации

$$e_i=\frac{2(1+\mu)}{3E}\frac{K_1}{\sqrt{2\pi r}}\cos\frac{\theta}{2}\sqrt{(1-2\mu)^2+3\sin^2\frac{\theta}{2}}. \quad (27.45)$$

На основе приведенных данных отношения e_i/σ_i при плоской деформации и при плоском напряженном состоянии одинаковы. При $\theta=0$ интенсивность деформаций в минимальном сечении при плоской деформации в $(1-2\mu)$ раз меньше, чем при плоском напряженном состоянии. Аналогично соотношение для интенсивностей напряжений.

Вводя понятие условного теоретического коэффициента концентрации интенсивности напряжений и деформаций в зоне трещины [1, 2] для случая плоского напряженного состояния при $\theta=0$ на основании (27.38) и (27.44) получим

$$\alpha_{\sigma i}=\frac{\sigma_i}{\sigma_{in}}=\frac{1}{\sigma_{in}}\frac{K_1}{\sqrt{2\pi r}}; \quad (27.46)$$

$$\alpha_{ei}=\frac{e_i}{e_{in}}=\frac{1}{e_{in}E}\frac{K_1}{\sqrt{2\pi r}}, \quad (27.47)$$

где σ_{in}, e_{in} — интенсивность номинальных соответственно напряжений и деформаций.

Тогда теоретический коэффициент концентрации

$$\alpha_\sigma=\frac{1}{\sqrt{\sigma_{in}e_{in}E}}\frac{K_1}{\sqrt{2\pi r}}=\frac{1}{\sqrt{\frac{2(1+\mu)}{3}}\sigma_{in}}\times$$

$$\times\frac{K_1}{\sqrt{2\pi r}}=\alpha_{\sigma i}\sqrt{\frac{3}{2(1+\mu)}}. \quad (27.48)$$

При плоском деформировании в зоне трещины

$$\alpha_{\sigma i}=\frac{(1-2\mu)}{\sigma_{in}}\frac{K_1}{\sqrt{2\pi r}};$$

$$\alpha_{ei}=\frac{1}{e_{in}E}\frac{K_1}{\sqrt{2\pi r}}; \quad (27.49)$$

$$\alpha_\sigma=\frac{\sqrt{1-2\mu}}{\sigma_{in}}\frac{K_1}{\sqrt{2\pi r}}.$$

Тогда, используя (27.27) — (27.30), (27.48) и (27.49), пренебрегая величиной $1/\alpha_\sigma$ по сравнению с $\bar\sigma_n$ и переходя к относительным напряжениям ($\bar\sigma=\sigma/\sigma_T$) и деформациям ($\bar e=e/e_T$) в формуле (27.39), для коэффициента интенсивности напряжений ($\bar K_1=\bar\sigma_n\sqrt{\pi l}$) получим:

$$K_\sigma=\frac{1}{\bar\sigma_n}\left(\frac{\bar K_1}{\sqrt{2\pi r}}\right)^{[2-n(1-m)(1-\bar\sigma_n)]/(1+m)}; \quad (27.50)$$

$$K_e=\frac{1}{\bar\sigma_n}\left(\frac{\bar K_1}{\sqrt{2\pi r}}\right)^{m[2-n(1-m)(1-\bar\sigma_n)]/(1+m)} \quad (27.51)$$

Для упругого материала при $m=1$

$$K_\sigma=K_e=\frac{1}{\bar\sigma_n}\frac{\bar K_1}{\sqrt{2\pi r}}=\alpha_\sigma. \quad (27.52)$$

Для идеально упругопластического материала при $m=0$

$$K_\sigma=\frac{1}{\bar\sigma_n}\left(\frac{\bar K_1}{\sqrt{2\pi r}}\right)^{2-n(1-\bar\sigma_n)}; \quad (27.53)$$

$$K_\sigma=\frac{1}{\bar\sigma_n}.$$

При $\sigma_n=1$

$$K_\sigma=\left(\frac{\bar K_1}{\sqrt{2\pi r}}\right)^2; \; e_i=K_\sigma\bar e_n=\frac{\bar K_1^2}{2\pi}\frac{1}{r}\bar e_n. \quad (27.54)$$

Таким образом, интенсивность деформаций e_i при упругопластическом деформировании по сравнению с упругим пропорциональна не величине $\bar K_1$, а величине $\bar K_1^2$, а характер распределения деформаций описывается не законом $1/\sqrt{r}$, а законом $1/r$. Недостатком решения (27.37) является занижение местных напряжений при увеличении r. Для уточнения расчетов с использованием [2, 15—18] можно ввести поправочную функцию $f(r/l)$, зависящую от координаты r рассматриваемой точки в минимальном сечении:

$$f(r/l)=\frac{1+r/l}{\sqrt{1+r/2l}} \quad (27.55)$$

у вершины трещины при $r\ll l$ значения функции $f(r/l)\approx 1$. При $r/l>0{,}1$ значения функции начинают увеличиваться, что играет роль при расчетах прочности и живучести для повышенных уровней деформаций в зонах трещин.

Тогда формулу (27.50) с учетом выражения (27.55) по аналогии с (27.47) можно записать в виде

$$K_\sigma=\frac{1}{\bar\sigma_n^{P_{\sigma\sigma}}}\frac{\bar K_1^{P_{k\sigma}}}{(2\pi r)^{P_{r\sigma}}}f(r/l)^{P_{k\sigma}}, \quad (27.56)$$

где $P_{\sigma\sigma}=1$;

$$P_{k\sigma}=\frac{2-n(1-m)(1-\bar\sigma_n)}{1+m};$$

$$P_{r\sigma}=\frac{1}{2}P_{k\sigma}. \quad (27.57)$$

На основе формул (27.47) и (27.56) вводят коэффициент интенсивности упругопластических деформаций

$$\bar K_{i\sigma}=K_1^{P_{k\sigma}}, \quad (27.58)$$

где $\bar K_1$ — относительный коэффициент интенсивности напряжений в упругой области. Для упругого материала $m=1$, $P_{k\sigma}=1$ и $\bar K_{i\sigma}=\bar K_1$.

По аналогии с (27.57) на основе (27.51)

$$K_\varepsilon=\frac{1}{\bar\sigma_n^{P_{\sigma\varepsilon}}}\frac{\bar K_1^{P_{k\varepsilon}}}{(2\pi r)^{P_{r\varepsilon}}}f(r/l)^{P_{k\varepsilon}}, \quad (27.59)$$

где $P_{\sigma\varepsilon}=1$; $P_{r\varepsilon}=\frac{1}{2}P_{k\varepsilon}$. (27.60)

Тогда коэффициент интенсивности напряжений в упругопластической области

$$\bar K_{i\varepsilon}=\bar K_1^{P_{k\varepsilon}} \quad (27.61)$$

Для упругого материала $m=1$, $P_{k\sigma}=1$ и $\bar K_{i\sigma}=\bar K_1$.

При увеличении номинальных напряжений выше предела текучести ($\bar\sigma_n>1$) на основании формул (27.28) и (27.30) можно получить

$$P_{\sigma\sigma}=\frac{2m}{1+m}; \; P_{k\sigma}=\frac{2-n(1-m)(1-\bar\sigma_n)}{1+m};$$

$$P_{r\sigma}=\frac{1}{2}P_{k\sigma}; \quad (27.62)$$

$$P_{\sigma\varepsilon}=\frac{2m}{1+m}; \; P_{k\varepsilon}=\frac{m[2-n(1-m)(1-\bar\sigma_n)}{1+m};$$

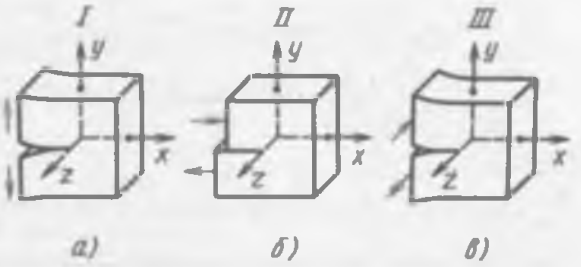
$$P_{r\varepsilon}=\frac{1}{2}P_{k\varepsilon}; \quad (27.63)$$

$$P_{k\varepsilon}=mP_{k\sigma}; \; P_{r\varepsilon}=mP_{r\sigma}; \; P_{\sigma\varepsilon}=mP_{\sigma\sigma}. \quad (27.64)$$

Уравнения (27.58) — (27.64) являются основными для оценки напряженного и деформированного состояний в окрестности трещины и для расчетов трещиностойкости деталей в упругой и упругопластической областях. Для выполнения этих расчетов при различных видах нагружения в формулы для коэффициентов интенсивности напряжений вводят соответствующие поправки:

$$\bar K_I=\bar\sigma_n\sqrt{\pi l}\,f(\bar K_I);$$
$$\bar K_{II}=\bar\tau_n\sqrt{\pi l}\,f(\bar K_{II}); \quad (27.65)$$
$$\bar K_{III}=\bar\tau_n\sqrt{\pi l}\,f(\bar K_{III}),$$

где $\bar K_I$, $\bar K_{II}$ и $\bar K_{III}$ — коэффициенты интенсивности напряжений соответственно для трех моделей трещины, показанных на рис. 27.6; $\bar\sigma_n$, $\bar\tau_n$ — номинальные (относительные) напряжения; l — размер трещины; $f(\bar K_I)$, $f(\bar K_{II})$, $f(\bar K_{III})$ — безразмерные поправочные функции.



а) б) в)

Рис. 27.6. Модели нагружения и перемещений в зонах трещин:

а — нормальный отрыв; *б* — поперечный сдвиг; *в* — продольный сдвиг

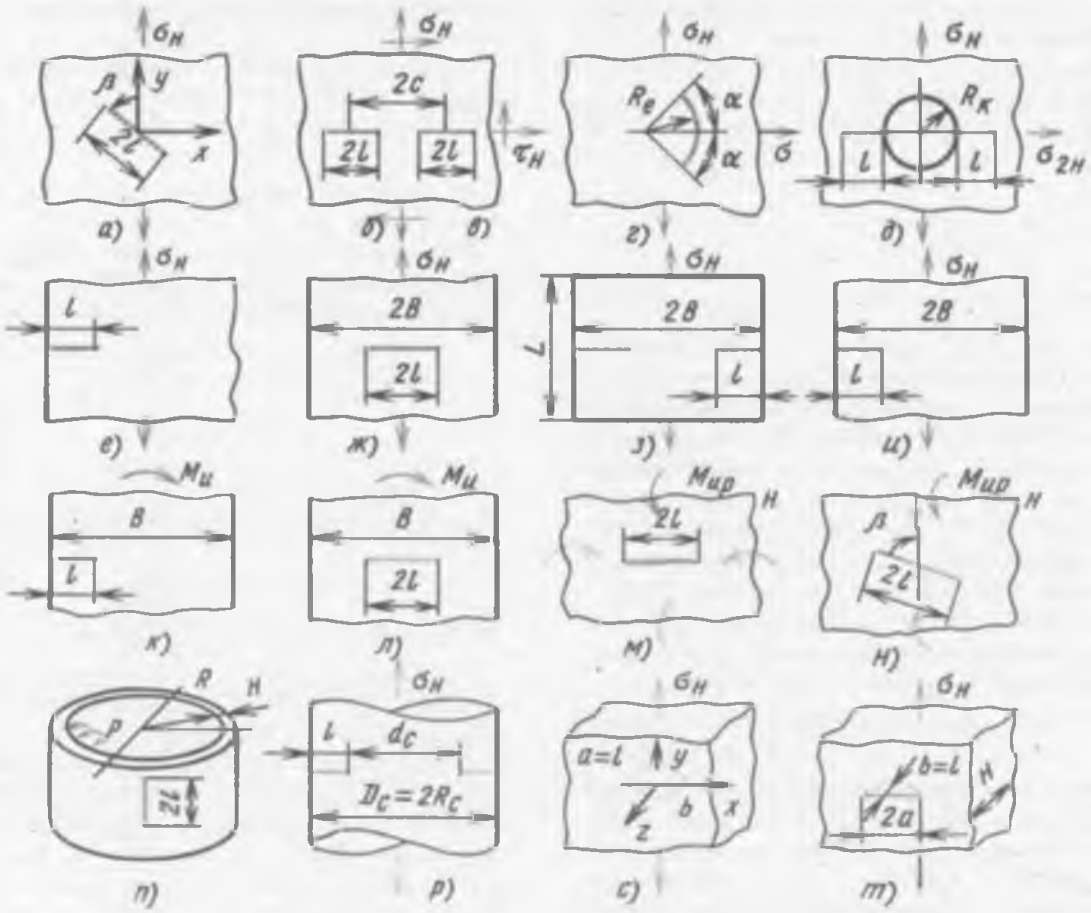


Рис. 27.7. Схемы нагружения деталей с трещинами

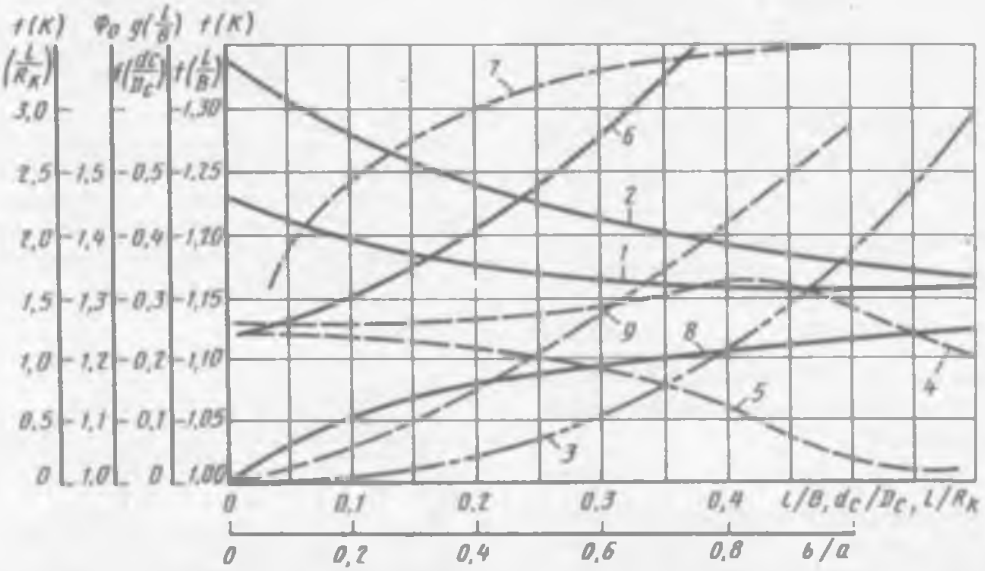


Рис. 27.8. Поправочные функции для определения коэффициентов интенсивности напряжений

Для типовых расчетных случаев [2] значения поправочных функций $f(K)$ приведены на рис. 27.7 и 27.8 и в табл. 27.1. Значения этих функций зависят от размеров трещин (l), их ориентации (β, α) и расположения (c, R_1), а также от размеров деталей (ширины B, радиуса отверстия $R_в$, радиуса R оболочки, толщины H, диаметров стержня D_c и d_c). Коэффициенты интенсивности напряжений вычисляют для различных случаев

27.1. Поправочные функции для определения коэффициента интенсивности напряжений

№ рис. (схема нагружения)	Напряжение	$(\bar{K}_I)$
27.5	σ_n	1
27.7, *а*		$\sin^2\beta$
27.7, *б*		$\sqrt{[2B/(\pi l)]\,\mathrm{tg}[\pi l/(2B)]}$
27.7, *в*	τ_n	0
27.7, *г*	$\bar{\sigma}_n$	$1/\sqrt{2\alpha}\sqrt{\sin\alpha\,(1+\cos\alpha)/\left(1+\sin^2\frac{\alpha}{2}\right)}$; $2e=2\alpha R_e$
27.7, *д*		Рис. 27.8; кривая *1* — $\bar{\sigma}_{1n}=\bar{\sigma}_{2n}$; кривая *2* — $\bar{\sigma}_{2n}=0$
27.7, *е*		1,12
27.7, *ж*		$\sqrt{[2B/(\pi l)]\,\mathrm{tg}\,[\pi l/(2B)]}$; рис. 27.8, кривая *3*
27.7, *з*		$\sqrt{(2B/\pi l)\,\mathrm{tg}\,[\pi l/(2B)]}\,f\,(L/B)$; рис. 27.8: кривая *4* — $L/B=1$; кривая *5* — $L/B=3$
27.7, *и*	$\bar{\sigma}_n$	Рис. 27.8, кривая *6*
27.7, *к*	$\sigma_n=6M_n/(Bl^2)$	$g\,(l/B)\,B^2\sqrt{(B-l)^3\pi l}$; рис. 27.8, кривая *7* для $g\,(l/B)$
27.7, *л*		$8Hl\sqrt{1-\mu^2}/3\sqrt{\sigma B^3}$
27.7, *м*	$\bar{\sigma}_n=6M_{n\rho}/H^2$	1
27.7, *н*	$\bar{\sigma}_n=6M_{n\rho}/H^2$	$\sin^2\beta$
27.7, *п*	$\bar{\sigma}_n=p^{\beta/n}$	$\sqrt{1+161l^2/RH}$
27.7, *р*	$\bar{\sigma}_n$	$(D_c/d_c)^2\sqrt{D_c/l}\,f\,(d_c/D_c)$; рис. 27.8, кривая *8* для $f\,(d_c/D_c)$
27.7, *с*		$a\geqslant b\,\frac{1}{\Phi_0}$; рис. 27.8, кривая *9* для Φ_0
27.7, *т*		$\frac{1}{\Phi_0}\,[1+0{,}12\,(1-b/a)]\sqrt{[2H/(\pi b)]\,\mathrm{tg}\,(2H)}$

Примечание. Для схемы нагружения, показанной на рис. 27.7, *а*, $f\,(\bar{K}_{II})=\sin\beta\cos\beta$; для схемы, показанной на рис. 27.7, *в*, $f\,(\bar{K}_{III})=\sqrt{[2B/(\pi l)]\,\mathrm{tg}\,[\pi l/(2B)]}$; для схемы, показанной на рис. 27.7, *г*, $f\,(\bar{K}_{II})=\frac{1}{\sqrt{2\alpha}}\sqrt{\sin\alpha\,(1-\cos\alpha)}\,(1+\sin^2\alpha)$. Для всех остальных схем нагружения $f\,(\bar{K}_{II})=0$ и $f\,(\bar{K}_{III})=0$.

нагружения деталей нормальными $\sigma_н$ и касательными $\tau_н$ напряжениями, изгибающими $M_н$ и распределенными изгибающими $M_{н.р}$ моментами, внутренним давлением p.

К числу деформационных характеристик в зоне трещины относятся перемещения v (по оси y, см. рис. 27.5) в направлении, перпендикулярном к линии трещины. В соответствии с решением [12, 20] в пределах упругости

$$v=\frac{K_1}{E}\sigma_т\sqrt{\frac{r}{2\pi}}(1+\mu)\left(\frac{3-\mu}{1+\mu}+1\right) \quad (27.66)$$

При упругопластических деформациях на основании (27.58)

$$v=(1+\mu)\left(\frac{3-\mu}{1+\mu}-1\right)e_т\bar{K}_{1\sigma}\left(\frac{r}{2\pi}\right)^{r_{\sigma\tau}}\times$$
$$\times\left[f(r/l)\right]^{\beta_{\sigma\tau}}. \quad (27.67)$$

При расчетах прочности используют раскрытие вершины трещины δ вследствие пластических деформаций по Уэлсу [12] и Панасюку-Дагдейлу [4]

$$\delta=2v=\frac{K_1^2}{\sigma_т E}\text{ и }\delta\frac{8\sigma_т l}{\pi E}\ln\sec\frac{\pi\sigma_н}{2\sigma_т} \quad (27.68)$$

соответственно для относительных номинальных напряжений от 0,7 до 1,0.

27.4. КРИТЕРИИ РАЗРУШЕНИЯ ПРИ ОДНОРОДНОМ НАПРЯЖЕННОМ СОСТОЯНИИ

По диаграммам деформирования (см. рис. 27.1) устанавливают следующие характеристики разрушения: силовые — $\sigma_т$, $\sigma_{0,2}$, $\sigma_в$, σ_k и деформационные — δ_k, ψ_k, e_k.

Проинтегрировав уравнение (27.14) в пределах деформаций от 1 до e_k и учитывая энергию упругих деформаций, получим общую энергию разрушения (в относительных координатах)

$$\bar{\gamma}_k=\bar{a}_k=\frac{1}{2}+\frac{1}{1+m}\left(e_k^{-1+m}-1\right)-\frac{1}{2}e_k^{-2m}. \quad (27.69)$$

При расчетах деталей машин с площадями несущих сечений A, превышающими площадь сечения A_0 стандартных лабораторных образцов, масштабный эффект учитывают по уравнениям (27.22).

В традиционных инженерных расчетах статической прочности обычно используют характеристики $\sigma_{0,2}$ и $\sigma_в$ при температуре 20 °С или $\sigma'_{0,2}$ и $\sigma'_в$ при заданной температуре t, определяемые при стандартных статических испытаниях на растяжение гладких цилиндрических или плоских образцов.

Если при высоких температурах возникают деформации ползучести, то в основные расчетные уравнения (27.11) — (27.22) и (27.24) — (27.69) вместо характеристик кратковременной прочности $\sigma_в$ и пластичности ψ_k вводят характеристики длительной статической прочности $\sigma'_{в\tau}$ и пластичности $\psi'_{k\tau}$ для времени τ. В первом приближении, идущем в запас прочности, можно использовать степенные уравнения [2]

$$\sigma'_{в\tau}=\sigma'_в(\tau_0/\tau)^{m_{\sigma в}};$$
$$\psi'_{k\tau}=\psi'_k(\tau_0/\tau)^{m_{\psi k}}, \quad (27.70)$$

где τ_0 — время испытаний до разрушения при кратковременном статическом нагружении; $m_{\sigma в}$, $m_{\psi k}$ — параметры материалов, зависящие от температуры и определяемые по стадии образования трещин.

При этом значения предельной пластичности $\psi'_{0\tau}$ на стадии образования трещины получаются в интервале между значениями равномерной $\psi'_{в\tau}$ и максимальной местной $\psi'_{k\tau}$ пластичности в зоне разрушения:

$$\psi'_{0\tau}=K_{0\tau}(\psi'_{k\tau}+\psi'_{в\tau});\ 0{,}3\leqslant K_{0\tau}\leqslant 0{,}7. \quad (27.71)$$

Характеристика $m_{\sigma в}$ при $\tau\leqslant 10^5$ ч в зависимости от температуры T(К) выражается экспоненциальной функцией

$$m_{\sigma в}=m^0_{\sigma в}\exp(\beta_{\sigma в}T), \quad (27.72)$$

где $m^0_{\sigma в}$ — константа, мало зависящая от материала ($m^0_{\sigma в}\approx 1\cdot 10^{-3}$); $\beta_{\sigma в}$ — характеристика материала.

При расчетах деталей из аустенитных коррозионно-стойких сталей величину $\beta_{\sigma в}$ принимают равной $5{,}1\cdot 10^{-3}$, из низколегированных (Cr — Mo — V) теплостойких сталей — $6{,}1\cdot 10^{-3}$, из низколегированных хромистых сталей — $5{,}8\cdot 10^{-3}$.

Значения $m_{\psi k}$ и $m_{\sigma в}$ связаны зависимостью, близкой к линейной:

$$m_{\psi k}=K_\psi m_{\sigma в}, \quad (27.73)$$

где K_ψ — характеристика материала, равная соответственно для указанных выше групп сталей $+(1{,}15—1{,}6)$; $-(0{,}1—0{,}15)$ и $+(0—0{,}3)$.

Длительный условный предел текучести определяют по зависимости типа (27.70):

$$\sigma'_{0,2\tau}=\sigma'_{0,2}(\tau_0/\tau)^{m_{0,2}}, \quad (27.74)$$

где $m_{0,2}$ — характеристика материала, зависящая от температуры.

Значение $m_{0,2}$ находят, предположив, что при длительном статическом разрушении за время τ остаточная деформация не ниже 0,2 %:

$$m_{0,2}=m_{\sigma в}\lg(\sigma'_{0,2}/\sigma'_{в\tau})/\left[\lg(\sigma'_в/\sigma'_{в\tau})\right]. \quad (27.75)$$

С понижением температуры T по сравнению с 293 К и увеличением скорости деформирования по сравнению со скоростью при стандартных испытаниях на растяжение сопротивление упругопластическому деформированию и разрушению для низколегированных сталей $T>50K$ увеличивается примерно по экспоненциальному закону [2, 10, 12, 17]:

$$\sigma_т^t=\sigma_т\exp\left[\beta_т\left(\frac{1}{T}-\frac{1}{T_0}\right)\right]; \quad (27.76)$$

$$\sigma_в^t=\sigma_в\exp\left[\beta_в\left(\frac{1}{T}-\frac{1}{T_0}\right)\right], \quad (27.77)$$

где $\sigma_т^t$, $\sigma_в^t$ — соответственно предел текучести и временное сопротивление при температуре T; $\sigma_т$, $\sigma_в$ — соответственно предел текучести и временное сопротивление при температуре $T_0=293$ К; $\beta_т$, $\beta_в$ — характеристики материала.

Полагая в соответствии со схемой А. Ф. Иоффе $\sigma_т^t=\sigma_в^t=S_k$ при критической температуре $T=T_*$, получим

$$\beta_в=\beta_т\frac{\lg(S_k/\sigma_в)}{\lg(S_k/\sigma_т)};$$

$$T_*=\left[\frac{1}{T_0}+\frac{\lg(S_k/\sigma_т)}{0{,}43\beta_т}\right]^{-1}. \quad (27.78)$$

Зависимость параметра $\beta_т$ от предела текучести стали $\sigma_т$ [2] показана на рис. 27.9.

Зависимость характеристик пластичности от температуры описывается [2] формулой

$$\psi_k^t=\psi_k\left[1-\left(\frac{\sigma_т^t-\sigma_т}{\sigma_{T_*}-\sigma_т}\right)^{n_\psi}\right], \quad (27.79)$$

где ψ_k^t, ψ_k — относительное сужение площади поперечного сечения соответственно при температуре T и T_0; σ_{T_*} — предел текучести при температуре T_*; n_ψ — характеристика материала, в расчетах определяемая по уравнению

$$n_\psi=2{,}15-1{,}4\,(\sigma_{0{,}2}/\sigma_в-0{,}45). \quad (27.80)$$

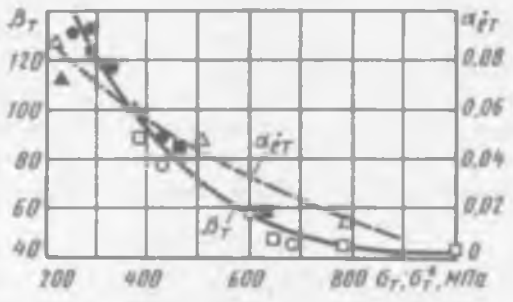


Рис. 27.9. Зависимость параметров $\beta_т$ и $\alpha_{\dot\varepsilon т}$ от пределов текучести $\sigma_т^t$ и $\sigma_т$

Увеличение предела текучести и временного сопротивления при температуре t с ростом скорости деформирования $\dot e$ описывается степенным законом [2]

$$\sigma_{т\dot\varepsilon}^t\approx\sigma_т^t\left(\frac{\dot e}{\dot e_0}\right)^{\alpha_{\dot\varepsilon т}};$$

$$\sigma_{в\dot\varepsilon}^t\approx\sigma_в^t\left(\frac{\dot e}{\dot e_0}\right)^{\alpha_{\dot\varepsilon в}}, \quad (27.81)$$

где $\sigma_т^t$, $\sigma_в^t$ — соответственно предел текучести и временное сопротивление для скорости деформирования при стандартных испытаниях на растяжение $\dot e_0=(1\ldots5)10^{-3}$ $с^{-1}$; $\alpha_{\dot\varepsilon т}$, $\alpha_{\dot\varepsilon в}$ — характеристики материала.

Значение $\alpha_{\dot\varepsilon т}$ зависит от абсолютного значения предела текучести $\sigma_т$ (см. рис. 27.9) и $\alpha_{\dot\varepsilon т}\approx1{,}5\alpha_{\dot\varepsilon в}$.

Таким образом, по уравнениям (27.69) — (27.81) устанавливают базовые характеристики прочности для расчетов деталей машин.

27.5. ХАРАКТЕРИСТИКИ РАЗРУШЕНИЯ ПРИ НЕОДНООСНОМ НАПРЯЖЕННОМ СОСТОЯНИИ

В расчетах на прочность элементов конструкций вне зон концентрации напряжений учитывают линейное или плоское напряженное состояние (стержни, пластины, оболочки, диски) с компонентами главных номинальных напряжений $\sigma_1=\sigma_{1н}$ и $\sigma_2=\sigma_{2н}$ (или $\sigma_1=\sigma_{1н}$ и $\sigma_3=\sigma_{3н}$). В ряде случаев (сосуды высокого и сверхвысокого давления, зоны уплотнений) могут возникать все составляющие главных напряжений ($\sigma_1=\sigma_{1н}$, $\sigma_2=\sigma_{2н}$ и $\sigma_3=\sigma_{3н}$). Для анализа предельных состояний по образованию пластических деформаций или по разрушению используют силовые критерии [10, 13, 16, 17] и классические гипотезы (теории) прочности: наибольших нормальных напряжений, наибольших линейных деформаций, наибольших касательных напряжений и энергии формоизменения.

Для уточненных расчетов по деформационным критериям при определении статической прочности необходимо иметь зависимость предельных деформаций от вида напряженного состояния [2, 12, 16, 17].

Если ввести относительные компоненты напряжений $\bar\sigma$ и деформаций $\bar e$

$$\bar\sigma_1=\sigma_1/\sigma_1=1;\ \bar\sigma_2=\sigma_2/\sigma_1;\ \bar\sigma_3=\sigma_3/\sigma_1;$$

$$\bar e_1=e_1/e_1=1;\ \bar e_2=e_2/e_1;\ \bar e_3=e_3/e_1, \quad (27.82)$$

то интенсивность напряжений и деформаций будут

$$\sigma_i=\frac{\sigma_1}{\sqrt{2}}\sqrt{(1-\bar{\sigma}_2)^2+(\bar{\sigma}_2-\bar{\sigma}_3)^2+(\bar{\sigma}_3-1)^2};$$

$$e_i=\frac{e_1\sqrt{2}}{3}\sqrt{(1-\bar{e})^2+(\bar{e}_2-\bar{e}_3)^2+(\bar{e}_3-1)^2}. \quad (27.83)$$

Тогда линейное номинальное напряженное состояние будет характеризоваться следующими параметрами:

$$\bar{\sigma}_{1н}, \bar{\sigma}_{2н}=\bar{\sigma}_{3н}=0;$$
$$\bar{e}_{1н}=\bar{\sigma}_{1н}, \bar{e}_{2н}=\bar{e}_{3н}=\mu\bar{e}_{1н}; \quad (27.84)$$
$$\bar{\sigma}_{iн}=\bar{\sigma}_{1н}; \bar{e}_{iн}=\frac{2}{3}(1+\mu_н)\bar{\sigma}_{1н}.$$

При плоском номинальном напряженном состоянии напряжения и деформации равны

$$\bar{\sigma}_{1н}; \bar{\sigma}_{2н}=\bar{\sigma}_{1н}\bar{\sigma}_{2н}; \bar{\sigma}_{3н}=0;$$
$$\bar{\sigma}_{iн}=\bar{\sigma}_{1н}\sqrt{1-\bar{\sigma}_{2н}+\bar{\sigma}^2_{2н}}; \quad (27.85)$$
$$\bar{e}_{iн}=\frac{2}{3}(1+\mu_н)\bar{\sigma}_{1н}\sqrt{1-\bar{\sigma}_{2н}+\bar{\sigma}^2_{2н}}.$$

Для объемного номинального напряженного состояния

$$\bar{\sigma}_{1н}; \bar{\sigma}_{2н}=\bar{\sigma}_{1н}\bar{\sigma}_{2н}; \bar{\sigma}_{3н}=\bar{\sigma}_{1н}\bar{\sigma}_{3н};$$
$$\bar{\sigma}_{iн}=\frac{1}{\sqrt{2}}\bar{\sigma}_{1н}\sqrt{(1-\bar{\sigma}_{2н})^2+(\bar{\sigma}_{2н}-\bar{\sigma}_{3н})^2+\ldots+(\bar{\sigma}_{3н}-1)^2}; \quad (27.86)$$
$$\bar{e}_{iн}=\frac{\sqrt{2}}{3}\bar{\sigma}_{1н}(1+\mu_н)\sqrt{(1-\bar{\sigma}_{2н})^2+\ldots+(\bar{\sigma}_{2н}-\bar{\sigma}_{3н})+(\bar{\sigma}_{3н}-1)^2}.$$

Зависимость коэффициента Пуассона $\mu_н$ от напряжений и деформаций с использованием (27.14) удовлетворительно аппроксимируется выражением [2, 9, 7, 11, 12, 16]

$$\mu_н=0{,}5-0{,}2\frac{\bar{\sigma}_{iн}}{\bar{e}_{iн}}=0{,}5-\frac{0{,}2}{\bar{\sigma}_{iн}^{(1-m)/m}}=$$
$$=0{,}5-\frac{0{,}2}{\bar{e}_{iн}^{(1-m)}}. \quad (27.87)$$

При плоском, а в общем случае при объемном напряженном состоянии увеличиваются первые главные напряжения, при которых возникают упругопластические деформации. На основе (27.86) коэффициент повышения первого главного напряжения $\bar{\sigma}^0_{1н}$ вследствие возникновения объемного напряженного состояния по сравнению с $\bar{\sigma}^1_{1н}$ при линейном напряженном состоянии будет

$$I_н=\frac{\bar{\sigma}^0_{1н}}{\bar{\sigma}^1_{1н}}\sqrt{2/[(1-\bar{\sigma}_{2н})^2+(\bar{\sigma}_{2н}-\bar{\sigma}_{3н})^2+\ldots+(\bar{\sigma}_{3н}-1)^2]}. \quad (27.88)$$

Объемность напряженного состояния сказывается и на снижении предельных пластических деформаций.

Коэффициент $D_{σн}$ снижения предельных номинальных пластических деформаций, равный отношению интенсивностей деформаций при разрушении в условиях линейного $e^1_{iн}$ и объемного $e^0_{iн}$ напряженного состояния, с использованием (27.84), (27.86), (27.88) можно записать [2, 15, 17] в форме

$$D_{σн}=k_D\frac{e^0_{iн}}{e^1_{iн}}=k_D\frac{\sigma_{iн}}{\sigma_{ср.н}}=k_D\frac{\sqrt{(1-\bar{\sigma}_{2н})^2+\ldots}}{\sqrt{2}\times\ldots}$$
$$\frac{\ldots+(\bar{\sigma}_{2н}-\bar{\sigma}_{3н})^2+(\bar{\sigma}_{3н}-1)^2}{\times(1+\bar{\sigma}_{2н}+\bar{\sigma}_{3н})}=\frac{k_D}{I_н(1+\bar{\sigma}_{2н}+\bar{\sigma}_{3н})}, \quad (27.89)$$

где k_D — характеристика материала.

По экспериментальным данным, величина k_D изменяется от 0,8 до 1,2 и при расчетах может быть принята равной единице. Если принять справедливым уравнение (27.14) в истинных напряжениях и деформациях до момента разрушения, то уравнения (27.82)—(27.89) позволяют выполнять расчеты прочности по деформационным критериям разрушения при линейном, плоском и объемном напряженном состоянии.

27.6. ХАРАКТЕРИСТИКИ РАЗРУШЕНИЯ В ЗОНАХ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ

В зонах конструктивной концентрации напряжений в общем случае возникает объемное напряженное состояние; при переходе к неупругому деформированию напряжения и деформации перераспределяются в соответствии с уравнениями (27.27)—(27.30). При расчетах прочности и анализе предельных состояний в этих зонах используются те же критерии разрушения, что и при отсутствии концентрации напряжений. При определении максимальных напряжений и деформаций в зонах концентрации в (27.84)—(27.89) индекс и следует заменить на индекс max$k$. Тогда теоретические коэффициенты концентрации первых главных напряжений и интенсивностей напряжений и деформаций будут

$$\alpha_{σ1}=\frac{\sigma_{1\max k}}{\sigma_{1н}}; \alpha_{σi}=\frac{\sigma_{i\max k}}{\sigma_{iн}};$$
$$\alpha_{εi}=\frac{e_{i\max k}}{e_{iн}}. \quad (27.90)$$

а теоретический коэффициент концентрации, использованный в п. 27.2,

$$\alpha_\sigma = \sqrt{\alpha_{\sigma l}\alpha_{el}}. \qquad (27.91)$$

Тогда при расчетах для линейного напряженного состояния в зонах концентрации и вне этих зон

$$\bar{\sigma}_{1max\,k} = \bar{\sigma}_{1n}\alpha_{el};\ \sigma_{2max\,k} = 0;$$
$$\bar{\sigma}_{3max\,k} = 0;\ \bar{\sigma}_{imax\,k} = \bar{\sigma}_{1n}\alpha_{el};$$
$$\bar{e}_{1max\,k} = \frac{2}{3}(1+\mu_{max})\,\bar{\sigma}_{1n}\alpha_{el}; \qquad (27.92)$$
$$\alpha_{\sigma l} = \alpha_{el};\ \alpha_{el} = \frac{1+\mu_{max}}{1+\mu_n}\,\alpha_{el}.$$

При возникновении плоского номинального напряженного состояния и линейного напряженного состояния в зоне концентрации

$$\bar{\sigma}_{1max\,k} = \bar{\sigma}_{1n}(\alpha_{el} - \bar{\sigma}_{2n});$$
$$\sigma_{2max\,k} = 0;\ \bar{\sigma}_{3max\,k} = 0;$$
$$\bar{\sigma}_{imax\,k} = \bar{\sigma}_{1n}(\alpha_{el} - \bar{\sigma}_{2n}); \qquad (27.93)$$
$$\bar{e}_{imax\,k} = \frac{2}{3}(1+\mu_{max})\,\bar{\sigma}_{1n}(\alpha_{el} - \bar{\sigma}_{2n});$$
$$\alpha_{el} = \frac{\alpha_{el} - \bar{\sigma}_{2n}}{\sqrt{1 - \bar{\sigma}_{2n} + \bar{\sigma}_{2n}^2}};$$
$$\alpha_\sigma = \frac{\alpha_{el} - \bar{\sigma}_{2n}}{\sqrt{1 - \bar{\sigma}_{2n} + \bar{\sigma}_{2n}^2}}\,\frac{1+\mu_{max}}{1+\mu_n}$$

Для линейного номинального напряженного состояния и плоской деформации в зоне концентрации при $\bar{e}_{3max\,k} = 0$

$$\bar{\sigma}_{1\,max\,k} = \bar{\sigma}_{1n}\alpha_{el};\ \sigma_{2max\,k} = \mu_{max}\sigma_{1n}\alpha_{el};$$
$$\sigma_{3max\,k} = 0;\ \sigma_{imax\,k} = \alpha_{el}\sigma_{1n}\sqrt{1 - \mu_{max} + \mu_{max}^2};$$
$$\bar{e}_{1max\,k} = \frac{2}{3}\,\bar{\sigma}_{1n}\,\alpha_{el}(1+\mu_{max})\sqrt{1 - \mu_{max} + \mu_{max}^2};$$
$$\alpha_{\sigma l} = \alpha_{el}\sqrt{1 - \mu_{max} + \mu_{max}^2}; \qquad (27.94)$$
$$\alpha_{el} = \alpha_{el}\,\frac{1+\mu_{max}}{1+\mu_n}\sqrt{1 - \mu_{max} + \mu_{max}^2}.$$

Для плоского номинального напряженного состояния и плоской деформации в зоне концентрации

$$\bar{\sigma}_{1max\,k} = \bar{\sigma}_{1n}(\alpha_{el} - \bar{\sigma}_{2n});$$
$$\sigma_{2max\,k} = \mu_{max}\bar{\sigma}_{1n}(\alpha_{el} - \bar{\sigma}_{2n});$$
$$\bar{\sigma}_{3max\,k} = 0;$$
$$\bar{e}_{imax\,k} = \frac{2}{3}\,\bar{\sigma}_{1n}(\alpha_{el} - \bar{\sigma}_{2n})(1+\mu_{max})\times$$
$$\times\sqrt{1 - \mu_{max} + \mu_{max}^2}; \qquad (27.95)$$
$$\alpha_{el} = (\alpha_{el} - \bar{\sigma}_{2n})\sqrt{\frac{1 - \mu_{max} + \mu_{max}^2}{1 - \bar{\sigma}_{2n} + \sigma_{2n}^2}}.$$

Значения коэффициентов Пуассона μ_{max} находят по (27.87) при замене $\bar{\sigma}_{in}$ и $\bar{e}_{in}$ соответственно на $\bar{\sigma}_{imax\,k}$ и $\bar{e}_{imax\,k}$. При номинальных напряжениях и деформациях в пределах упругости можно принять $\mu_n = 0{,}3$, а μ_{max} определить в первом приближении по (27.24), (27.31), предположив, что $\alpha_\sigma = \alpha_{\sigma l}$:

$$\mu_{max} = 0{,}5\,\frac{0{,}2}{\alpha_\sigma^{2(1-m)/(1+m)}}. \qquad (27.96)$$

По аналогии с (27.88) и (27.89) коэффициенты повышения первого главного напряжения и снижения предельных пластических деформаций в зоне концентрации будут

$$I_{max} = \frac{\bar{\sigma}_{1max\,k}}{\bar{\sigma}_{1max\,k}} = \sqrt{2/\left[(1-\bar{\sigma}_{2max\,k})^2 + \right.} \to \cdots \to$$
$$\left. \to \cdots + (\bar{\sigma}_{2max\,k} - \bar{\sigma}_{3max\,k})^2 + (\bar{\sigma}_{3max\,k} - 1)^2\right]}; \qquad (27.97)$$
$$D_{emax} = k_D\,\frac{\bar{e}_{imax\,k}}{\bar{e}_{imax\,k}} = \frac{k_D}{I_{max}(1 + \bar{\sigma}_{2max\,k} + \bar{\sigma}_{3max\,k})} \qquad (27.98)$$

Для расчетов предельных деформаций и предельных нагрузок при наличии концентрации напряжений [2, 9, 11, 16, 17] в качестве критерия образования трещины при статическом нагружении можно принять интенсивность предельной максимальной местной пластической деформации $e_{imax\,c}$. Тогда номинальная разрушающая деформация e_{nc} для элемента с концентрацией напряжений будет связана с разрушающей деформацией e_c гладкого образца соотношением

$$\frac{K_\sigma \bar{e}_{nc} I_n}{D_{en}} = \frac{\bar{e}_c D_{emax}}{I_{max}}, \qquad (27.99)$$

где K_σ — коэффициент концентрации деформаций, определяемой по (27.27), (27.28), (27.31) и (27.32).

Номинальное разрушающее напряжение для элемента с концентрацией напряжений определяют [2] из уравнения

$$\frac{\bar{\sigma}_{nc}}{\sigma_s} = (I_{max} I_n)^{1-m}\left(\frac{D_{emax} D_{en}}{K_\sigma}\right)^m. \qquad (27.100)$$

При $\bar{\sigma}_{nc} < 1$ в уравнении (27.100) значения I_n и D_{en} принимаются равными единице.

В расчетах с допущениями в безопасную сторону можно принять, что объемность напряженного состояния в зонах концентрации напряжений не изменяется при переходе от

упругих деформаций к неупругим и что коэффициенты концентрации можно определить по (27.31) и (27.32), тогда по (27.100)

$$\bar{\sigma}_{uc}=\left[\sigma_u (l_{max})^{1-m}\left(\frac{D_{emax}}{\alpha_{\sigma_u}^{2/(1+m)}}\right)^m\right]^{(1+m)/(1+2m+m^2)}$$

при $\bar{\sigma}_{uc}\leqslant 1$; (27.101)

$$\bar{\sigma}_{uc}=\bar{\sigma}_u (l_{max} l_u)^{1-m}\left(\frac{D_{emax} D_m}{\alpha_{\sigma_u}^{2/(1+m)}}\right)^m \quad \text{при } \bar{\sigma}_{uc}\geqslant 1,$$

где α_{σ_u} — теоретический коэффициент концентрации напряжений при номинальных напряжениях $\bar{\sigma}_{uc}$, равных временному сопротивлению (с учетом изменения геометрии в зоне концентрации).

Для $\alpha_\sigma<4$ в соответствии с [2]

$$\alpha_{\sigma_u}=\alpha_u^{1-m}. \qquad (27.102)$$

Уравнения (27.99) — (27.102) позволяют рассчитать прочность деталей исходя из условия образования трещин в зонах с максимальной концентрацией напряжений.

27.7. ХАРАКТЕРИСТИКИ РАЗРУШЕНИЯ ПРИ НАЛИЧИИ ТРЕЩИН

Расчеты трещиностойкости деталей машин и элементов конструкций с трещинами выполняют с использованием силовых, деформационных и энергетических критериев разрушения.

На базе силовых критериев линейной механики разрушения [2, 4, 5, 12, 16, 20] условие разрушения записывают в виде равенства коэффициента K_1 интенсивности напряжений, вычисляемого по формуле (27.65), критическому значению K_{1c}:

$$K_1=\sigma_u\sqrt{\pi l} f(\bar{K}_1)=K_{1c}. \qquad (27.103)$$

С использованием в качестве деформационного критерия раскрытия трещины по (27.68) условие разрушения [2, 4, 14]

$$\delta=\frac{K_1^2}{\sigma_t E}=\frac{\left[\sigma_u\sqrt{\pi l} f(\bar{K}_1)\right]^2}{\sigma_t E}=\delta_c;$$

$$\delta=\frac{8\sigma_t l}{\pi E}\ln\sec\frac{\pi\sigma_u}{2\sigma_t}=\delta_c. \qquad (27.104)$$

Энергетические критерии статического разрушения дают ту же зависимость между разрушающим напряжением σ_u и размером трещины l, что и (27.103) — (27.104):

$$\gamma=\frac{G_1}{2}=\frac{\left[\sigma_u\sqrt{\pi l} f(\bar{K}_1)\right]^2}{2E}=\gamma_c=\frac{G_{1c}}{2}, \qquad (27.105)$$

где γ_c — поверхностная энергия, затраченная на образование трещины (по Гриффитсу); G_{1c} — энергия, необходимая для продвижения трещины на единицу длины (по Ирвину).

При развитых пластических деформациях вместо критериев γ_c и G_{1c} может быть использован критерий J — интеграл (по Черепанову — Райсу) [5, 12, 20] при ограниченных пластических деформациях в вершине трещин $G_{1c}=J_{1c}$.

По уравнениям (27.103) — (27.105) устанавливаются предельные номинальные разрушающие напряжения, однако процесс роста трещины (от начального размера l_0) по мере увеличения номинальных напряжений при этом не рассматривается. Размер зоны разрушения r_f в направлении трения трещины (при $\theta=0$) можно определить [2] по уравнениям (27.38), (27.40) из условия $\sigma_1=\sigma_i=\sigma_f$ с учетом (27.55):

$$r_f=\frac{1}{2\pi}\left[\left(\frac{\bar{K}_1}{\bar{\sigma}_f}\right)^2 f(r/l)^2\right]\times$$

$$\times\frac{1}{1-\frac{1}{2\pi l_u}\left[\left(\frac{\bar{K}_1}{\bar{\sigma}_f}\right)^2 f(r/l)^2\right]}. \qquad (27.106)$$

Аналогично из деформационного критерия $e_i=e_f$ при плоском напряженном состоянии

$$r_f=\frac{1}{2\pi}\left[\frac{2(1+\mu)}{3}\left(\frac{\bar{K}_{1c}}{e_f}\right)\right]^2 f(r/l)^2\times$$

$$\times\frac{1}{1-\frac{1}{2\pi l_u}\left[\frac{2(1+\mu)}{3}\left(\frac{\bar{K}_{1c}}{e_f}\right)\right]^2 f(r/l)^2}. \qquad (27.107)$$

При упругих деформациях, когда $m=1$, $P_{\bar{K}_{1c}}=1$, $\bar{K}_{1c}=\bar{K}_1$ и $e_f=\bar{\sigma}_f$, уравнение (27.107) совпадает с уравнением (27.106), если учесть, что в пластической области $\mu\approx 0{,}5$.

Уравнения (27.106) и (27.107) являются основой для построения диаграммы разрушения — зависимости между длиной трещины l и номинальным напряжением $\bar{\sigma}_u$.

При переходе в область номинальных упругопластических деформаций

$$\bar{K}_{1c}=e_u^{-(1-m)/(1+m)}\bar{K}_1^{P_{\bar{K}_{1c}}};$$

$$\bar{K}_{1c}=\bar{\sigma}_u^{-(1-m)/m(1+m)}\bar{K}_1^{P_{\bar{K}_{1c}}}. \qquad (27.108)$$

Относительная разрушающая деформация e_f в вершине трещины зависит от объемности напряженного состояния. Для тонких пластин (см. рис. 27.5, 27.7) у вершины

трещины на ее продолжении (в направлении оси x) создается плоское напряженное состояние ($\bar{\sigma}_1=\bar{\sigma}_2$ и $\bar{\sigma}_2=1$; $\bar{\sigma}_3=\bar{\sigma}_z=0$). При плоской деформации $\bar{\sigma}_1=1$; $\bar{\sigma}_2=1$; $\bar{\sigma}_3=2\mu$. При расчетах можно принять, что отношение главных напряжений не изменяется при переходе от упругих деформаций к упругопластическим. По экспериментальным и теоретическим данным [2] в неупругой области $\bar{\sigma}_1=1$ и $\bar{\sigma}_2\approx 0{,}8$. Тогда при $\mu=0{,}3$ в условиях, близких к условиям при плоской деформации, $\bar{\sigma}_3=\mu(\bar{\sigma}_1+\bar{\sigma}_2)\approx 1{,}8\mu\approx 0{,}54$. При промежуточных значениях $\bar{z}=z/(H/2)$ (H — толщина пластины, z — координата по толщине, отсчитываемая от боковой поверхности к срединной плоскости).

$$\bar{\sigma}_3=\sqrt{0{,}292-(\bar{z}-0{,}54)^2}. \qquad (27.109)$$

Коэффициент снижения предельных пластических деформаций в зоне вершины в условиях плоской деформации с учетом уравнения типа (27.89) будет

$$D_e=k_D\frac{\bar{\sigma}_i}{3\bar{\sigma}_{cp}}=\frac{1}{\sqrt{2}}\frac{\sqrt{1{,}68-6{,}48\mu+6{,}48\mu^2}}{1{,}8(1+\mu)} \qquad (27.110)$$

При плоском напряженном состоянии в вершине трещины $\bar{\sigma}_1=1$; $\bar{\sigma}_2=0{,}8$; $\bar{\sigma}_3=0$

$$D_e=k_D 0{,}506=0{,}61. \qquad (27.111)$$

Для промежуточных напряженных состояний ($0\leqslant\bar{\sigma}_3\leqslant 1{,}8\mu$)

$$D_e=k_D\frac{\sqrt{0{,}84-1{,}8\bar{\sigma}_3+\bar{\sigma}_3^2}}{1{,}8+\bar{\sigma}_3}. \qquad (27.112)$$

Определив по (27.88) коэффициент повышения первого главного напряжения в зоне вершины трещины вследствие возникновения объемного напряженного состояния, получим: в случае плоского напряженного состояния $D_e=0{,}610$ и $I=1{,}10$, а для плоской деформации $D_e=0{,}209$ и $I=2{,}49$. При разных напряженных состояниях и значениях μ величины D_e и I определяют по рис. 27.10: кривая *1* построена по уравнению (27.112), кривая *2* — по уравнению (27.111); кривые *3* и *4* — по уравнению (27.112) для промежуточных напряженных состояний.

Относительная разрушающая деформация в зоне трещины

$$\bar{e}_I=\bar{e}_c/ID_e, \qquad (27.113)$$

где $\bar{e}_c=\bar{e}_k$ — относительная разрушающая местная деформация; определяемая через сужение в шейке гладкого образца.

По опытным данным [2], предельная объемность напряженного состояния достигается

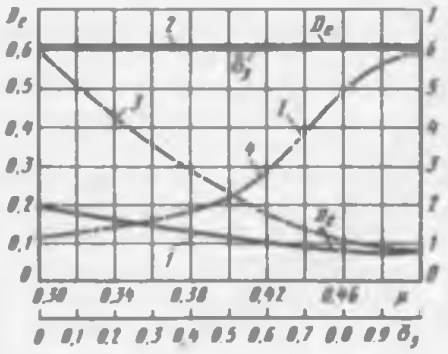


Рис. 27.10. Характеристики объемности напряженного состояния в вершине трещины

в центральной зоне плоских элементов при толщине $H\approx 6\ldots 10$ мм, начиная с которых характеристики разрушения (коэффициенты интенсивности напряжений, размеры площадок среза) не изменяются. Тогда в формуле (27.109) принимают $H/2=3\ldots 5$ мм.

Таким образом, уравнения (27.106)—(27.113) позволяют построить диаграммы разрушения для элементов конструкций с трещинами. На основе деформационного критерия условие разрушения с учетом (27.103) можно записать в виде

$$\bar{K}_{Ie}=\bar{K}_{Iec}, \qquad (27.114)$$

где $\bar{K}_{Iec}$ — критическое значение коэффициента интенсивности деформаций.

На основе уравнений (27.58), (27.65) номинальное разрушающее напряжение

$$\bar{\sigma}_{nc}=\frac{\bar{K}_I^{1/P_{kr}}}{\sqrt{\pi l_0}f(\bar{K}_I)}=\frac{\bar{K}_{Iec}^{m_{kr}}}{(\pi l_0)^{m_{l_0}}f(\bar{K}_I)}, \qquad (27.115)$$

где m_{kr} и m_{l_0} — характеристики соответственно материала и условий нагружения.

Для упругого материала при $m=1$ в соответствии с (27.57) уравнение (27.115) совпадает с основным уравнением (27.103) линейной механики разрушения.

С учетом уравнений (27.108) и (27.114)

$$m_{l_0}=\frac{P_{kr}}{2\left[\dfrac{1-m}{m(1+m)}+P_{kr}\right]}\ \text{при}\ \bar{\sigma}_{nc}\geqslant 1;$$

$$m_{l_0}=0{,}5\ \text{при}\ \bar{\sigma}_{nc}<1; \qquad (27.116)$$

$$m_{kr}=1/\left[\frac{1-m}{m(1+m)}+P_{kr}\right]\ \text{при}\ \bar{\sigma}_{nc}\geqslant 1;$$

$$m_{kr}=\frac{1}{P_{kr}}\ \text{при}\ \bar{\sigma}_{nc}<1.$$

Показатель степени m_{kr} при вязких и квазихрупких разрушениях ($\bar{\sigma}_{nc}>1$) мало (на

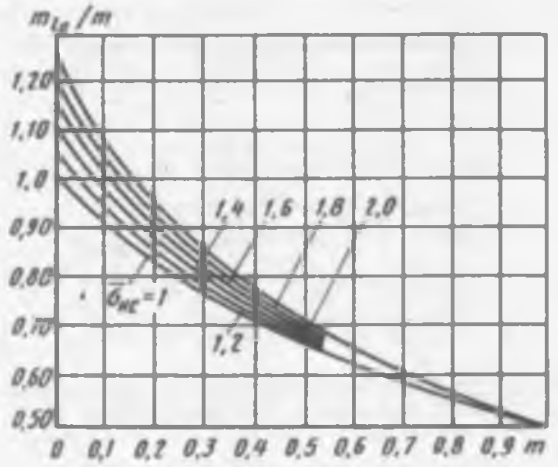


Рис. 27.11. Отношение m_{l_0}/m при различных m и $\bar{\sigma}_{nc}$

2—5 %) отличается от показателя упрочнения материала m.

Отношение m_{l_0}/m для различных значений $\bar{\sigma}_{nc}$ и m показано на рис. 27.11. С уменьшением показателя упрочнения материала m зависимость номинальных разрушающих напряжений от размера трещины l_0 также уменьшается $(0{,}5 \geqslant m_{l_0} \geqslant 0)$.

Критическое значение коэффициента интенсивности деформаций определяют по результатам испытаний образца с начальной трещиной l_0 из (27.15)

$$\bar{K}_{1\varepsilon c}=\left[\bar{\sigma}_{nc}(\pi l_0)^{m_{l_0}} f\left(\bar{K}_1^{P_{nc}}\right)\right]^{1/m_{l_0}}. \qquad (27.117)$$

Изложенные выше закономерности деформирования и разрушения позволяют дать количественную оценку влияния на прочность таких эксплуатационных факторов, как объемность напряженного состояния, концентрация напряжений, скорость деформирования, время и температура нагружения.

27.8. ПРЕДЕЛЬНЫЕ СОСТОЯНИЯ И ЗАПАСЫ ПРОЧНОСТИ

Условие прочности в традиционных инженерных расчетах по номинальным допустимым напряжениям $[\sigma]_n$ с учетом действующих в элементе конструкции номинальных эксплуатационных напряжений $\sigma_{n\,э}$ имеет вид

$$\sigma_{n\,э} \leqslant [\sigma]_n. \qquad (27.118)$$

Допустимое номинальное напряжение определяют по пределам текучести $\sigma_{0,2}$ (или $\sigma_т$), временному сопротивлению $\sigma_в$, длительной прочности $\sigma_{вт}$ или ползучести $\sigma_п$ при заданной температуре t с введением соответствующих запасов:

$$[\sigma]_n=\frac{\sigma^t_т}{n_т};\ [\sigma]_n=\frac{\sigma^t_в}{n_в};$$
$$[\sigma]_n=\frac{\sigma^t_{вт}}{n_{вт}};\ [\sigma]_n=\frac{\sigma^t_п}{n_п}. \qquad (27.119)$$

Для многих машин и конструкций запасы прочности $n_т$ и $n_в$ принимают равными 1,2—2,0, $n_п$ и $n_{вт}$ — равными 1,7—2,5. При этом номинальные напряжения $\sigma_{n\,э}$ рассчитывают, предполагая деформирование упругим, по формулам сопротивления материалов, теории пластин и оболочек. Расчеты по формулам (27.118) и (27.119), как правило, используют для выбора основных размеров несущих сечений [2, 3, 9, 11, 13, 16, 22]. При этом концентрацию напряжений, остаточные и температурные напряжения не учитывают.

Для уточненных расчетов статической прочности и отражения роли факторов, приводящих к возникновению местных пластических деформаций, в дополнение к уравнениям (27.118) и (27.119) осуществляют поверочные расчеты. Их проводят с использованием относительных напряжений $\bar{\sigma}=\sigma/\sigma_т$ и деформаций $\bar{e}=e/e_т$ по предельным обобщенным нагрузкам $\bar{P}_0$ и по предельным местным деформациям e_{b0}:

$$n_{P_0}=\frac{\bar{P}_0}{\bar{P}^э};\ n_{e0}=\frac{\bar{e}_{b0}}{\bar{e}^э_{max}}, \qquad (27.120)$$

где n_{P_0}, n_{e0} — запасы соответственно по предельным нагрузкам и местным деформациям; $\bar{P}^э$, $\bar{e}^э_{max}$ — соответственно эксплуатационная нагрузка и максимальная местная деформация в элементе конструкции при эксплуатации.

Предельные нагрузки $\bar{P}_0$ вне зон концентрации напряжений рассчитывают в предположении упругого или упругопластического деформирования и используют при этом интегральные уравнения равновесия, уравнения кривых деформирования типа (27.10)—(27.22) и их параметры. Уравнения (27.11), (27.15) и (27.17), (27.18) позволяют установить связь между максимальной деформацией e_{max} в наиболее нагруженной зоне и нагрузкой P (кривые *1* на рис. 27.12) с учетом схемы нагружения (растяжение, изгиб, кручение, внецентренное растяжение, изгиб с кручением и т. д.), формы и размеров сечения рассчитываемого элемента.

В хрупких и квазихрупких состояниях, возникающих при повышенной неоднородности распределения деформаций и пониженной пластичности материала $\bar{e}_{b0}=\bar{e}_b$, предельную нагрузку определяют исходя из

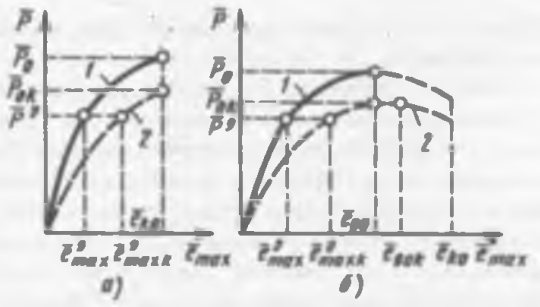


Рис. 27.12. Схема определения запасов прочности при однократном нагружении в хрупких, квазихрупких (*а*) и вязких (*б*) состояниях:

1 — вне зон концентрации напряжений; *2* — для зон концентрации напряжений

условия $\bar{e}^{\,\prime}_{max}=\bar{e}_{b0}$ по схеме, приведенной на рис. 27.12, *а*. По этой же схеме при условии $\bar{P}=\bar{P}'$ устанавливают значение деформации $\bar{e}^{\,\prime}_{max}$. В вязких состояниях при пониженной неоднородности распределения деформаций $\bar{e}_{max}$ и повышенной пластичности $\bar{e}_{b0}$ диаграмма, показывающая соотношение между $\bar{P}$ и $\bar{e}_{max}$, приведена на рис. 27.12, *б*. Снижение нагрузки $\bar{P}$ при больших $\bar{e}_{max}$ обусловлено уменьшением несущих сечений благодаря упругопластическим деформациям. В этом случае предельная нагрузка $\bar{P}_0$ определяется как экстремальная величина из условия $d\bar{P}_0/d\bar{e}_{max}=0$. Нагрузке $\bar{P}_0$ соответствует местная деформация $\bar{e}_{a0}$ в момент потери устойчивости пластических деформаций. Для рассматриваемого случая в (27.120) вместо $\bar{e}_{b0}$ вводят $\bar{e}_{a0}$.

Если элементы конструкции содержат зоны концентрации напряжений на основе уравнений (27.23)—(27.34), то вместо зависимости $\bar{P}$ от $\bar{e}_{max}$ используют зависимость между действующей нагрузкой $\bar{P}$ (или номинальным напряжением $\bar{\sigma}_n$) и максимальной местной деформацией $\bar{e}_{max\,k}$ в зоне концентрации (кривые *2* на рис. 27.12). При этом для малопластичных материалов (рис. 27.12, *а*) при наличии концентрации напряжений предельные нагрузки в хрупких и квазихрупких состояниях получаются меньше, чем при отсутствии концентрации ($\bar{P}_{0k}<\bar{P}_0$).

Возникновение объемного напряженного состояния в зонах концентрации напряжений в соответствии с уравнениями (27.98) и (27.99) вызывает дополнительное уменьшение предельной деформации и связанное с этим понижение предельной нагрузки $\bar{P}_{0k}$. Несмотря на некоторое увеличение предельных деформаций на стадии потери устойчивости ($\bar{e}_{b0k}\geqslant\bar{e}_{b0}$) для элементов конструкций из пластичных металлов (см. рис. 27.12, *б*) предельные нагрузки $\bar{P}_{0k}$ при наличии концентрации напряжений обычно не превышают нагрузок $\bar{P}_k$ при отсутствии концентрации. В соответствии с уравнением (27.100) более высокая несущая способность элементов конструкций с концентрацией напряжений, оцениваемая по номинальным напряжениям в минимальном сечении (нетто-сечение), может быть получена в тех случаях, когда в этом сечении возникают вторые и третьи компоненты главных растягивающих напряжений, повышающих сопротивление пластическим деформациям.

В соответствии со схемой, приведенной на рис. 27.12, запас $n_{\rho 0}$ меньше запаса $n_{\sigma 0}$. Величину $n_{\rho 0}$, как правило, выбирают в диапазоне $n_\tau-n_в$, а величина $n_{\sigma 0}$ не должна быть ниже запаса $n_в$.

Для учета изменения температуры и скорости деформирования при эксплуатации при расчете прочности вводят основные характеристики деформирования (предел текучести σ_τ, показатель упрочнения m) и разрушения (предельные деформации e_k), зависящие от этих факторов по уравнениям (27.76)—(27.81). Запасы в уравнении (27.120) можно оставить без изменений. Уточнять значения запасов необходимо в тех случаях, когда при эксплуатационных температурах t' в металле возникают структурные изменения (деформационное старение).

При повышенной температуре, когда возникают деформации ползучести, характеристики механических свойств $\sigma^t_{0,2\tau}$, $\sigma^t_{в\tau}$ и предельные деформации $\bar{e}_{b0}=\bar{e}^t_{b\tau}$ зависят от времени τ однократного нагружения в соответствии с уравнениями (27.70)—(27.75). Для рассматриваемого времени τ строят изохронные кривые $\bar{P}-\bar{e}$ типа кривых, показанных на рис. 27.12. Тогда по временным зависимостям предельных нагрузок из условий $\bar{P}'=\bar{P}_k$ или $\bar{P}'=\bar{P}_{0k}$ можно определить время до образования трещины τ_{0k} и при известном временном ресурсе эксплуатации τ' установить запас по долговечности:

$$n_{\tau 0}=\frac{\tau_{0k}}{\tau'}. \qquad (27.121)$$

Учитывая, что показатели степени $m_{0\tau}$, $m_{\psi k}$, $m_{0,2}$ меньше единицы, запасы $n_{\tau 0}$ должны быть не ниже $n_{\sigma 0}$ ($n_{\tau 0}\geqslant 3\ldots 5\,n_{\sigma 0}$).

При уточненных расчетах наиболее ответственных конструкций должны быть учтены все коэффициенты $n_{\rho 0}$, $n_{\sigma 0}$ и $n_{\tau 0}$ и в качестве расчетных должны быть приняты минимальные значения $\bar{P}_0$, $\bar{P}_{0k}$ и τ_{0k}. Снижение запасов прочности $n_{\rho 0}$ и $n_{\sigma 0}$ по сравнению с указанными выше значениями допустимо

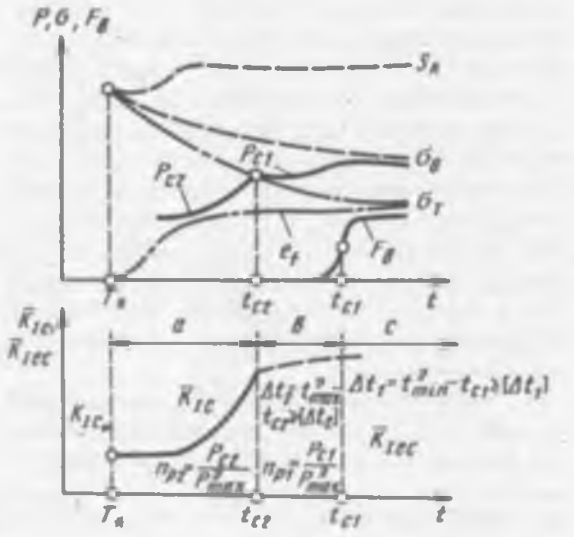


Рис. 27.13. Схема определения запасов прочности для хрупких (*а*), квазихрупких (*в*) и вязких (*с*) состояний

после проведения дополнительных модельных или натурных экспериментов. Однако даже и в этих случаях запасы n_{p0} и $n_{\sigma 0}$ должны быть соответственно не ниже 1,1—1,3 и 1,25 1,5.

Расчеты прочности по критериям трещиностойкости в хрупких, квазихрупких и вязких состояниях проводят по следующим основным критериальным характеристикам [2]: критическим температурам хрупкости t_c, разрушающим напряжениям $\sigma_{нс}$ (или разрушающим нагрузкам), критическим коэффициентам интенсивности напряжений K_{1c} и деформаций $K_{1\varepsilon c}$ (рис. 27.13).

Критическую температуру $t_c(T_c)$ определяют по уравнению (27.78) в соответствии со схемой Иоффе. При $t<t_c$ в условиях однородности напряженных состояний возникают хрупкие разрушения. Для образцов с исходными трещинами изменение разрушающих нагрузок P_c при изменении температур t носит более сложный характер. При вязких разрушениях, определяемых волокнистой поверхностью излома ($F_в=1=100\ \%$), понижение t сопровождается некоторым увеличением P_c. Для вязких разрушений характерны сравнительно невысокие скорости роста трещин (0—400 м/с), зависящие от жесткости нагружающей системы. При этом макропластические деформации возникают по всему сечению и $\psi_к \geqslant 0{,}2 \ldots 0{,}3$. Номинальные разрушающие напряжения в нетто-сечении превышают предел текучести ($\sigma_{нс}>1$). При дальнейшем снижении t доля вязкой составляющей в изломе уменьшается ($F_в<1$), трещина развивается с более высокими скоростями (до 1200 м/с).

Условие перехода от вязких разрушений к квазихрупким можно записать в виде $F_в=0{,}5=50\ \%$, а температуру, при которой выполняется это условие, принять за первую критическую t_{c1}. При $t<t_{c1}$ разрушающие нагрузки P_c начинают снижаться. Когда номинальные разрушающие напряжения снизятся до предела текучести ($\sigma_{нс}=1$), поверхность разрушения становится полностью кристаллической ($F_в=0$), трещины распространяются с высокими скоростями (1500—2500 м/с); в вершине трещин возникают только местные пластические деформации. Переход от квазихрупких разрушений к хрупким определяется второй критической температурой хрупкости t_{c2} и условием $\sigma_{нс}=\sigma_т$. При $t<t_{c2}$ возникают хрупкие разрушения при номинальных упругих напряжениях ($\sigma_{нс}\leqslant 1$), и величины P_c резко падают.

Критические температуры хрупкости t_{c1} и t_{c2} для элементов конструкций определяют по формуле (рис. 27.13)

$$t_{c1}^{э}=t_{c1}+\Delta t_{c1};\ t_{c2}^{э}=t_{c2}+\Delta t_{c2}, \quad (27.122)$$

где t_{c1}, t_{c2} — критические температуры хрупкости для образца; Δt_{c1}, Δt_{c2} — смещения критических температур под действием конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов (абсолютных размеров сечений, размеров и формы трещин, способа и скорости нагружения, наличия сварных швов, накопления циклических, коррозионных, радиационных и других повреждений).

Обобщение многочисленных наблюдений за разрушениями машин и конструкций, а также результатов испытаний лабораторных и полномасштабных образцов и натурных узлов показало [2—6, 15, 16], что при увеличении толщины от 3 до 300 мм Δt_{c1} повышается на 120 °С, а Δt_{c2} на 100 °С, а при увеличении ширины от 100 до 3000 мм эти повышения составляют 15—20 °С.

При ударном инициировании трещин абсолютные значения вторых критических температур примерно на 60—70° выше, чем при статическом инициировании. Для термически необработанных сварных соединений повышение первых критических температур происходит более интенсивно (в 1,4—1,5 раза), чем для основного металла. При увеличении предварительных пластических деформаций от 0 до 10 % благодаря деформационному старению вторые критические температуры возрастают практически линейно; для малоуглеродистых сталей это возрастание приблизительно составляет 40 °С. Повышение темпе-

ратур старения при заданной предварительной деформации приводит к монотонному увеличению вторых критических температур с максимальным значением при 250—300 °С (если деформация равна 10 %, $\Delta t_{c2} \approx \approx 80$ °С). При циклических повреждениях, оцениваемых в относительных долговечностях (отношение числа циклов предварительного нагружения к числу циклов до разрушения), увеличение Δt_{c1} и Δt_{c2} для малоуглеродистых сталей происходит по линейной зависимости с коэффициентами пропорциональности при долговечности 10^3 соответственно 30—35 и 40—80. При увеличении долговечности на порядок указанные коэффициенты пропорциональности снижаются на 25—30 %, при малоцикловых повреждениях в области температур деформационного старения (250—300 °С) коэффициенты пропорциональности повышаются примерно в 2 раза.

Радиационные повреждения (с накоплением интегрального потока нейтронов) вызывают [2, 3] повышение критических температур, описываемое постепенным уравнением Коттрелла (с показателем степени около 1/3); при этом постоянный коэффициент в уравнении (показатель радиационной стойкости) для температур облучения (150—220 °С) увеличивается от 10 до 60 при переходе от радиационно-стойких низколегированных сталей специальной очистки к конструкционным малоуглеродистым сталям.

Увеличение глубины начальных сквозных трещин приводит к росту первых и вторых критических температур. Для малоуглеродистых и низколегированных сталей при наличии поверхностных полуэллиптических трещин (с отношением полуосей 0,5—0,65) увеличение эквивалентной площади F_0 трещин на два порядка (от 5—10 до 500—1000 мм^2) приводит [2] к повышению критических температур на 100—120 °С.

Запас по критическим температурам определяют из уравнений

$$\Delta t_1 = t^{\text{э}}_{min} - t^{\text{в}}_{c1};\ \Delta t_2 = t^{\text{э}}_{min} - t^{\text{в}}_{c2}, \quad (27.123)$$

где $t^{\text{э}}_{min}$ — минимальная температура элемента конструкции при эксплуатации, определяемая на основе анализа изменения во времени температур и напряжений.

Если Δt_1 превышает заданное допустимое значение [т. е. $\Delta t_1 \geqslant [\Delta t]_1$], то при эксплуатации элемент конструкции находится в вязком состоянии. В этом случае (при отсутствии макродефектов типа трещин) предельные нагрузки превышают расчетные, определяемые по пределам текучести, и оценку сопротивления разрушению проводят по предельным нагрузкам и деформациям в соответствии с уравнением (27.120). Вязкие разрушения деталей из пластичных сталей при низких уровнях номинальных напряжений (на уровне предела текучести и ниже) могут произойти при размерах дефектов, превышающих сотни миллиметров (что для большого числа сосудов давления соответствует потере плотности).

При появлении в конструкциях таких дефектов их эксплуатация становится затруднительной или невозможной без проведения соответствующих мероприятий: изменения режимов работы, ремонтных работ, замены поврежденных элементов и т. д. Обеспечение температурного запаса $[\Delta t]_1$ по первым критическим температурам важно для наиболее ответственных конструкций (элементов криогенной техники, сосудов для хранения и транспортирования жидких газов и т. д.), испытывающих действие повышенных статических и динамических нагрузок. В ряде случаев можно допустить возникновение в элементах конструкций квазихрупких состояний, т. е. возможен переход к определению запаса Δt_2 по вторым критическим температурам $[\Delta t_2 \geqslant [\Delta t]_2]$ (см. рис. 27.13), и тогда должен быть обеспечен запас прочности по нагрузкам:

$$n_{p1} = \frac{P_{c1}}{P^{\text{э}}}, \quad (27.124)$$

где P_{c1} — критическая нагрузка в квазихрупком состоянии; $P^{\text{э}}$ — максимальная нагрузка в эксплуатации, соответствующая возникновению квазихрупкого состояния.

При однородном напряженном состоянии (например, гладких частей обечаек сосудов и трубопроводов, гладких растягиваемых стержней и пластин и т. д.) запасы по нагрузкам совпадают с запасами по номинальным напряжениям:

$$n_{\sigma 1} = \frac{\bar{\sigma}_{nc1}}{\bar{\sigma}^{\text{э}}_{\text{н}}} = n_{p1}, \quad (27.125)$$

где $\bar{\sigma}_{nc1}$ — номинальные разрушающие напряжения при квазихрупком разрушении; $\bar{\sigma}^{\text{э}}_{\text{н}}$ — номинальные напряжения в элементе конструкции при нагрузке $P^{\text{э}}$.

Устанавливая связь между номинальными напряжениями и номинальными деформациями по уравнению (27.14), можно перейти к запасу по номинальным деформациям

$$n_{\sigma 1} = \frac{\bar{e}_{nc1}}{\bar{e}^{\text{э}}_{\text{н}}};\ n_{\sigma 1} = n^m_{e1}, \quad (27.126)$$

где m — показатель упрочнения материала.

Если трещины образуются в зонах концентрации напряжений, то при квазихрупких разрушениях запасы устанавливают по максимальным местным напряжениям и деформациям:

$$n_{\sigma m1}=\frac{\bar\sigma_{uc1}}{\sigma^{\flat}_{max\,k}};\quad n_{\varepsilon m1}=\frac{\bar\sigma_{uc1}}{\sigma^{\flat}_{max\,k}}. \qquad (27.127)$$

Максимальные местные напряжения и деформации определяются по (27.24) — (27.34). Так как местные напряжения и деформации в зонах концентрации превышают номинальные значения, то запасы $n_{\sigma m1}$ и $n_{\varepsilon m1}$ будут меньше запасов $n_{\sigma 1}$, $n_{\varepsilon 1}$ и n_{P1}.

При возникновении в конструкции хрупких состояний отсутствует запас по вторым критическим температурам хрупкости ($\Delta t_2\leqslant 0$). Это может иметь место при изготовлении конструкций из высокопрочных, но малопластичных сталей и сплавов, при интенсивном накоплении повреждений от предварительного циклического нагружения, старения и радиации, при возникновении динамических нагрузок, при весьма больших толщинах стенок. Тогда необходимо определить запасы n_{P2}, $n_{\sigma 2}$, $n_{\varepsilon 2}$, $n_{\sigma m2}$, $n_{\varepsilon m2}$ по формулам типа формул (27.124) — (27.127), введя в их числители критические нагрузки, напряжения и деформации в хрупком состоянии (P_{c2}, σ_{uc2}, ε_{uc2}). Так как в хрупких состояниях деталей номинальные разрушающие напряжения σ_{uc2} не превышают предела текучести, то запасы по номинальным напряжениям и деформациям одинаковы: $n_{\sigma 2}=n_{\varepsilon 2}=n_{P2}$. Запасы по местным напряжениям $n_{\sigma m2}$ и деформациям $n_{\varepsilon m2}$ оказываются меньше, чем при квазихрупком состоянии.

Разрушающие нагрузки и напряжения (или деформации) устанавливают [2] по закономерностям линейной и нелинейной механики разрушения с использованием уравнений типа (27.65) и (27.117):

$$K^{\flat}_1=\sigma^{\flat}_u\sqrt{\pi l^{\flat}}\,f(K_1);\ \bar K^{\flat}_1=\bar\sigma_u\sqrt{\pi l^{\flat}}\,f(\bar K_1),$$

$$K^{\flat}_{1t}=\left[\bar\sigma^{m_0}_u(\pi l^{\flat})^{m_0}f\left(\bar K^{\beta_{kt}}_{1t}\right)\right]^{1/m_{kt}} \qquad (27.128)$$

Если рассматриваемый элемент конструкции содержит дефект глубиной $l^{\flat}$ в зоне конструктивной концентрации напряжений, вызывающей образование упругопластических деформаций, то при определении по уравнению (27.128) значений $\bar K^{\flat}_{1t}$ резко увеличивается значение поправочной функции $f(\bar K^{\beta_{kt}/m_{kt}})$.

В области хрупких состояний ($\sigma_{uc}\leqslant 1$, $t<t_{c2}$) критические коэффициенты интенсивности напряжений уменьшаются по экспоненциальному закону [2]:

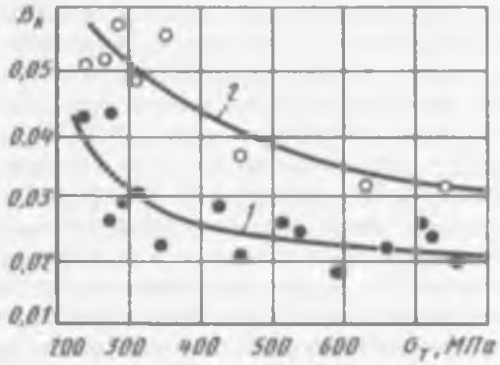


Рис. 27.14. Связь между коэффициентом β_k и пределом текучести при температуре 20 °С:
1 — статическое инициирование трещин; *2* — остановка трещин; ○, ● — результаты экспериментов

$$K_{1c}=K_{1c2}\exp\left[\beta_k(t_{c2}-t)\right];\ \bar K_{1c}=\frac{K_{1c}}{\sigma^{\flat}_{\tau}}, \qquad (27.129)$$

где K_{1c2} — критическое значение коэффициента интенсивности напряжений при $t=t_{c2}$ и $\sigma_{uc}=\sigma_{\tau}$; β_k — характеристика материала и условий нагружения. Зависимость β_k от предела текучести малоуглеродистых и низколегированных сталей показана на рис. 27.14.

Предельные величины K_{1c} ограничиваются нижним значением K_{1c0}, определяемым экспериментально [14, 15] на образцах с трещинами при температуре $t=t_0$ по уравнению (27.78).

На основе обобщения экспериментальных данных установлена [2] зависимость номинальных разрушающих напряжений от температуры в квазихрупких:

$$\bar\sigma_{uc}=\frac{\sigma_{uc}}{\sigma_{\tau}}=\exp\left[\beta_u\frac{t-t_{c2}}{t_{c1}-t_{c2}}\right], \qquad (27.130)$$

где σ_{τ} — предел текучести при температуре испытаний t; β_u — постоянная, зависящая от свойств стали и условий испытания.

Значение постоянной β_u определяют по результатам испытаний при $t=t_{c1}$, $\bar\sigma_{uc}=\bar\sigma_{uc1}$ и $\sigma_{\tau}=\sigma_{\tau 1}$:

$$\beta_u=\ln\frac{\sigma_{uc1}}{\sigma_{\tau 1}}=\ln\bar\sigma_{uc1}. \qquad (27.131)$$

Разрушающие напряжения σ_{uc1} при испытаниях зависят от характеристики напрягаемых объемов (площади поперечного сечения A, толщины образцов H, ширины B):

$$\sigma_{c1}=\sigma_{u1}(H_0/H)^{m_H};\ \sigma_{c1}=\sigma_{u1}(B_0/B)^{m_B};$$

$$\sigma_{c1}=\sigma_{u1}(A_0/A)^{m_A}. \qquad (27.132)$$

где $\sigma_{в1}$ — временное сопротивление при $t = t_{c1}$; H_0, B_0, A_0 — толщина, ширина и площадь поперечного сечения лабораторного образца с трещиной; m_H, m_B, m_A — постоянные материала, зависящие от предела прочности стали и условий нагружения.

Для малоуглеродистых и низколегированных сталей с временным сопротивлением при растяжении $\sigma_в = 450 \ldots 750$ МПа могут быть приняты следующие значения коэффициентов: $m_H = 0{,}12$, $m_B = 0{,}06$ и $m_A = 0{,}07$; при изгибе $m_H = 0{,}18$ и $m_A = 0{,}09$. При увеличении $\sigma_в$ до 900 МПа значения m_H, m_B, m_A повышаются на 20—25 %.

Влияние размеров трещин на сопротивление разрушению в квазихрупком состоянии с учетом (27.115) характеризуется степенной зависимостью:

$$\sigma_{вс1} = \sigma_{в1} \left(l_0^0 / l_0\right)^{m_{l0}} f\left(K_1\right)^{-1}, \qquad (27.133)$$

где l_0^0 — размер дефекта, допускаемый дефектоскопическим контролем ($l_0^0 = 0{,}1 \ldots 0{,}5$ мм); m_{l0} — постоянная, зависящая от механических свойств и условий нагружения.

Значения постоянной определяют по уравнению (27.116) или для упрощения расчетов — по рис. 27.15.

Уравнения (27.130) — (27.133) позволяют оценить величину K_{1cc}. Тогда в квазихрупком состоянии для элементов конструкций и деталей машин с использованием (27.117) и (27.130)

$$K_{1cc} = \left(K_{1c2}\right)^{P_k} \left\{ \exp\left[\beta_в \frac{t - t_{c2}}{t_{c1} - t_{c2}} \right] \right\}^{P_t}, \qquad (27.134)$$

где $P_k = 1 \ldots 1{,}2$ — коэффициент при $1 \leqslant \sigma_{вс1} \leqslant 1{,}5$ и принимаемый в расчетах равным единице; P_t — характеристика материала:

$$P_t = P_k + \frac{1 - m}{m(1 + m)}. \qquad (27.135)$$

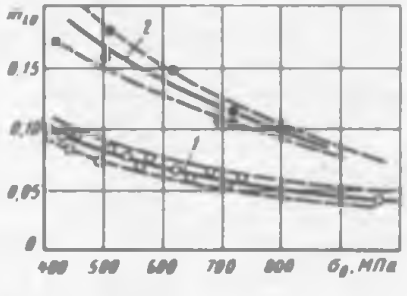


Рис. 27.15. Связь между показателем степени m_{l0} и пределом прочности стали:

1 — статическое растяжение; *2* — изгиб; ○, ● — результаты экспериментов

В вязких состояниях при температуре $t \geqslant t_{c1}$ величину K_{1cc} принимают не зависящей от температуры на уровне, соответствующем $t = t_{c1}$.

Подставив в (27.129) и (27.134) вместо t температуру t^0, а вместо t_{c1} и t_{c2} температуры t_{c1}^k и t_{c2}^k, можно определить запасы прочности по коэффициентам интенсивности напряжений или деформаций:

$$n_k = \frac{K_{1c}}{K_1^0}; \; n_{cc} = \frac{K_{1cc}}{K_1^0}. \qquad (27.136)$$

Исходя из условий $K_1^0 = K_{1c}$ и $K_1^0 = K_{1cc}$ по (27.129) и (27.134) можно определить минимально допустимую температуру эксплуатации t_{min}^0, а по (27.123) — запасы по критическим температурам. Таким образом, уравнения (27.122) — (27.136) являются основными для определения запасов по критическим температурам хрупкости, разрушающим нагрузкам, напряжениям и деформациям, коэффициентам интенсивности напряжений и деформаций.

Для обеспечения трещиностойкости запасы по критическим температурам хрупкости должны быть не менее 20—40 °С. Большие из указанных запасов относят к сварным элементам конструкций сложных геометрических форм, подвергающимся в эксплуатации действию статических, циклических и динамических нагрузок. Повышенные запасы по критическим температурам принимают и в том случае, когда минимальные температуры стенок элементов конструкций в процессе эксплуатации могут оказаться ниже расчетных, например вследствие резкого снижения температуры окружающей среды.

Запасы по разрушающим нагрузкам (при изготовлении, монтаже и эксплуатации конструкций) назначают в пределах 1,5—2, а запасы по коэффициентам интенсивности напряжений и деформаций — в пределах 1,7—2,2. Большие из указанных запасов выбирают для циклически нагружаемых элементов конструкций, изготовляемых из хладноломких малоуглеродистых сталей или сталей повышенной прочности и низкой пластичности, чувствительных к концентрации напряжений, скорости деформирования и обладающих повышенным разбросом характеристик сопротивления разрушению. Повышенные запасы прочности принимают для элементов конструкций, определение эксплуатационной нагруженности которых затруднено вследствие сложности конструктивных форм, наличия высоких остаточных напряжений (например, от сварки и монтажа), возникновения нерасчетных статических и динамичес-

ких перегрузок. Для таких элементов конструкций обычно затруднено проведение надлежащего дефектоскопического контроля при их изготовлении и эксплуатации. В этом случае запасы по нагрузкам должны быть более высокими — до 2,5.

Снижение запасов по критическим температурам хрупкости и разрушающим нагрузкам по сравнению с указанными возможно на основе проведения лабораторных испытаний плоских и цилиндрических образцов с трещинами (при статическом и динамическом растяжении, изгибе и внецентренном растяжении) в соответствии с нормативными документами [14, 15], натурных или полномасштабных модельных испытаний до разрушения, расчетного и экспериментального исследования эксплуатационной нагруженности и температурных полей.

Реализация изложенных выше методов определения прочности несущих деталей машин и элементов конструкций позволяет более обоснованно проектировать высоконагруженные конструкции, выбирать конструкционные формы, материалы, технологию изготовления и режимы эксплуатации, а также разрабатывать мероприятия по повышению прочности и форсированию режимов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П.** Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. М.: Машиностроение, 1985. 223 с.

2. **Махутов Н. А.** Деформационные критерии разрушения и расчет элементов конструкций на прочность. М.: Машиностроение, 1981. 272 с.

3. **Махутов Н. А.** Сопротивление элементов конструкций хрупкому разрушению. М.: Машиностроение, 1973. 201 с.

4. **Механика** разрушения и прочность материалов: Справочное пособие/Под общ. ред. В. В. Панасюка. Т. 1—4. Киев: Наукова думка, 1988, 1989.

5. **Партон В. З., Морозов Е. М.** Механика упругопластического разрушения. М.: Наука, 1985, 502 с.

6. **Петерсон Р.** Коэффициенты концентрации напряжений: Пер. с англ. М.: Мир, 1977. 302 с.

7. **Поля** деформаций при малоцикловом нагружении/С. В. Серенсен, Р. М. Шнейдерович, Н. А. Махутов и др./Под ред. С. В. Серенсена. М.: Наука, 1981. 278 с.

8. **Пригоровский Н. И.** Определение полей деформаций и напряжений. М.: Машиностроение, 1983. 248 с.

9. **Прочность** конструкций при малоцикловом нагружении/Н. А. Махутов, А. З. Воробьев, М. М. Гаделин и др. М.: Наука, 1983. 272 с.

10. **Прочность** материалов и элементов конструкций в экстремальных условиях/Г. С. Писаренко, А. А. Лебедев, В. В. Матвеев и др. В 2 т.; Под ред. Г. С. Писаренко. Киев: Наукова думка, 1981. Т. I. 531 с.; Т II. 766 с.

11. **Прочность** при малоцикловом нагружении/С. В. Серенсен, Р. М. Шнейдерович, А. П. Гусенков и др.; Под ред. С. В. Серенсена. М.: Наука, 1969. 258 с.

12. **Разрушение.** В 7 т.: Под ред. Г. Либовица. М.: Мир, Машиностроение, 1973—1976.

13. **Расчеты** на прочность в машиностроении/С. Д. Пономарев, В. Л. Видерман, К. К. Лихарев и др. В 3 т.: Под ред. С. Д. Пономарева. М.: Машгиз, 1956—1959. Т. I. 884 с.; Т. II 974 с.; Т. III. 1118 с.

14. **РД 50-260—81.** Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы механических испытаний металлов. Определение характеристик вязкости разрушения (трещиностойкости) при статическом нагружении. Методические указания. М.: Изд-во стандартов, 1982. 56 с.

15. **РД 50-344—82.** Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы механических испытаний металлов. Определение характеристик вязкости разрушения (трещиностойкости) при динамическом нагружении: Методические указания. М.: Изд-во стандартов, 1983. 52 с.

16. **Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М.** Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М.: Машиностроение, 1975. 488 с.

17. **Фридман Я. Б.** Механические свойства металлов. М.: Машиностроение, 1974. 838 с.

18. **Фролов К. В.** Методы совершенствования машин и современные проблемы машиностроения. М.: Машиностроение, 1984. 223 с.

19. **Хейвуд Р. Б.** Проектирование с учетом усталости: Пер. с англ. М.: Машиностроение, 1969. 504 с.

20. **Черепанов Г. П.** Механика хрупкого разрушения. М.: Наука, 1974. 640 с.

21. **Шнейдерович Р. М.** Прочность при статическом и повторно-статическом нагружениях. М.: Машиностроение, 1968. 343 с.

Глава 28
ПРОЧНОСТЬ ПРИ МАЛОМ ЧИСЛЕ ЦИКЛОВ НАГРУЖЕНИЯ

28.1. СОПРОТИВЛЕНИЕ ДЕФОРМИРОВАНИЮ И РАЗРУШЕНИЮ ПРИ МАЛОЦИКЛОВОМ НАГРУЖЕНИИ

Основные положения

Разрушение от малоцикловой усталости — это разрушение в условиях повторного упругопластического деформирования с числом циклов (к моменту образования макротрещин или окончательному разрушению) до $5 \cdot 10^4$—10^5, которое является условной границей мало- и многоцикловой усталости для пластичных сталей и сплавов и определяет среднее число циклов для зоны перехода от упругопластического к упругому циклическому деформированию. Для высокопластичных сплавов переходная зона смещена в сторону большей долговечности, для хрупких — в сторону меньшей долговечности.

Характерной особенностью сопротивления материалов малоцикловому деформированию является непостоянство диаграммы деформирования с изменением числа циклов, в результате чего перераспределяются напряжения и деформации в ходе циклического нагружения за пределами упругости. При этом возникает явление нестационарности условий деформирования элементов конструкций даже при регулярном нагружении, когда процесс в зонах концентрации напряжений протекает, в общем, в условиях циклических знакопеременных и односторонне накопленных деформаций. Последнее определяет возможность квазистатического или усталостного типов разрушения.

Следовательно, при расчетах на малоцикловую прочность необходимо знать закономерности циклического деформирования материалов и располагать критериями прочности, учитывающими кинетику нестационарного напряженно-деформированного состояния.

Рассматривая разрушения от малоцикловой усталости, различают нагружения в жестком и мягком режимах (рис. 28.1, *а* и *б*).

Жесткое нагружение — циклическое нагружение, при котором в процессе испытания средние и амплитудные значения циклических деформаций сохраняют свои исходные значения.

Мягкое нагружение — циклическое нагружение, при котором в процессе испытания средние и амплитудные значения циклических напряжений сохраняют свои исходные значения.

Циклическое деформирование в упругопластической области в мягком и жестком режимах сопровождается образованием петли гистерезиса, характеризующей работу упругопластического деформирования за полный цикл изменения напряжений. Связь между напряжениями и деформациями при циклическом нагружении за пределами упругости выражают диаграммами упругопластического деформирования по параметру числа полуциклов (рис. 28.1, *в*).

Петлю гистерезиса и циклическую диаграмму деформирования характеризуют следующие параметры: упругопластическая, упругая и пластическая деформации в полуциклах нагружения; размах и амплитуда упругопластической, упругой и пластической деформаций; максимальные напряжения и деформации в полуциклах нагружения; размах и амплитуда напряжений в цикле; ширина петли; односторонне накопленная за цикл пластическая деформация; пределы текучести (пропорциональности) в полуциклах нагружения; модуль разгрузки; показатели упрочнения для соответствующих методов аппроксимации диаграмм деформирования.

Максимальное напряжение (деформация) цикла — наибольшее по алгебраическому значению напряжение (деформация) цикла.

Минимальное напряжение (деформация) цикла — наименьшее по алгебраическому значению напряжение (деформация) цикла.

Среднее напряжение (деформация) цикла — постоянная (положительная или отрицательная) составляющая цикла напряжений (деформаций), равная алгебраической полусумме максимального и минимального напряжений (деформаций) цикла.

Амплитуда напряжений (деформаций) цикла — наибольшее положительное значение переменной составляющей цикла напряжений (деформаций), равное модулю алгебраической полуразности максимального и минимального напряжений (деформаций) цикла.

Размах напряжений (деформаций) цикла — удвоенная амплитуда напряжений (деформаций) цикла, равная модулю алгебраической разности максимального и минимального напряжений (деформаций) цикла.

Размах и амплитуда деформаций могут быть определены для упругопластической, упругой и пластической компонент.

Ширина петли гистерезиса — максимальная пластическая деформация в цикле или полуцикле нагружения.

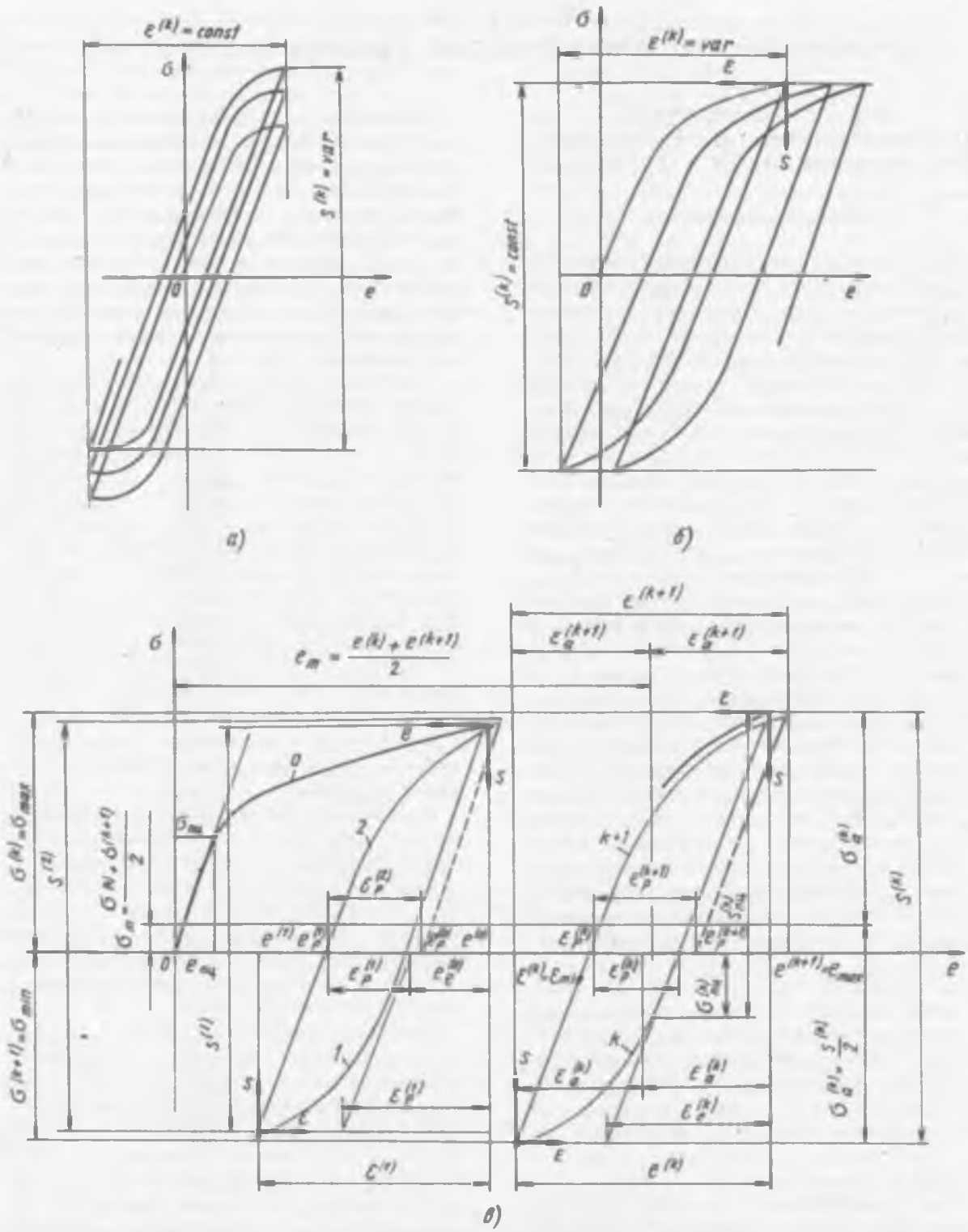


Рис. 28.1. Режимы циклического упругопластического деформирования материала в опасных точках элементов конструкций:

а — жесткий; *б* — мягкий; *в* — промежуточный между мягким и жестким: 0, 1, 2, . . . , *k*, (*k* + 1) — полуциклы нагружения

Односторонне накопленная за цикл пластическая деформация — алгебраическая сумма ширин петель гистерезиса двух соседних полуциклов нагружения.

Модуль разгрузки вычисляют как тангенс угла наклона прямой, соединяющей точки диаграммы, соответствующие началу и концу разгрузки; он может изменяться в зависимости

от степени исходного нагружения и числа циклов.

Показатели упрочнения при степенной и линейной аппроксимации диаграмм статического и циклического деформирования $m^{(0)}$, $m^{(k)}$, $\bar{E}_\tau^{(0)}$, $\bar{E}_\tau^{(k)}$ определяют из следующих зависимостей:

$$\bar{\sigma}^{(0)} = \bar{e}^{(0)m^{(0)}}; \quad \bar{S}^{(k)} = \bar{e}^{(k)m^{(k)}};$$

$$\bar{\sigma}^{(0)} = \left(1 - \bar{E}_\tau^{(0)}\right) + \bar{E}_\tau^{(0)}\bar{e}^{(0)};$$

$$\bar{S}^{(k)} = 2\left[1 - \bar{E}_\tau^{(k)}\right] + \bar{E}_\tau^{(k)}\bar{e}^{(k)}.$$

При малоцикловом нагружении различают циклически изотропные и анизотропные упрочняющиеся, разупрочняющиеся и стабилизирующиеся материалы.

Циклически упрочняющиеся материалы — материалы, у которых ширина петли гистерезиса при мягком нагружении уменьшается (рис. 28.2, *а*), а максимальные напряжения цикла при жестком нагружении увеличиваются (рис. 28.2, *б*); показатели упрочнения $m^{(k)}$, $\bar{E}_\tau^{(k)}$ от цикла к циклу возрастают (k — число полуциклов нагружения).

Циклически разупрочняющиеся материалы — материалы, у которых ширина петли гистерезиса при мягком нагружении увеличивается (рис. 28.3, *а*), а максимальные напряжения цикла при жестком нагружении уменьшаются (рис. 28.3, *б*); показатели упрочнения $m^{(k)}$, $\bar{E}_\tau^{(k)}$ от цикла к циклу снижаются.

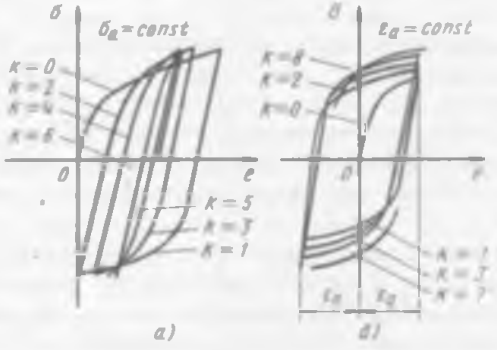


Рис. 28.2. Диаграммы деформирования циклически упрочняющегося материала при мягком (*а*) и жестком (*б*) нагружении

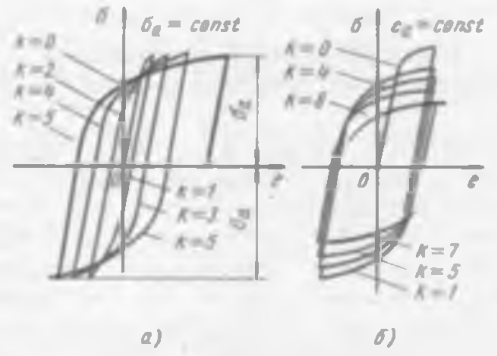


Рис. 28.3. Диаграммы деформирования циклически разупрочняющегося материала при мягком (*а*) и жестком (*б*) нагружении

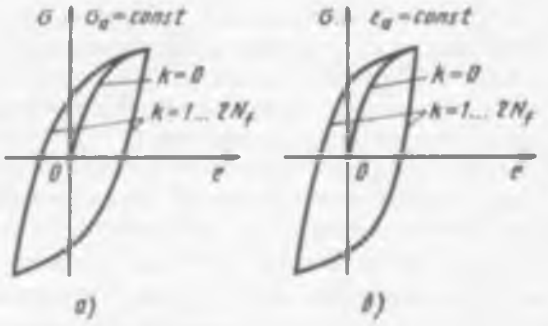


Рис. 28.4. Диаграммы деформирования циклически стабилизирующегося материала при мягком (*а*) и жестком (*б*) нагружении

Циклически стабилизирующиеся материалы — материалы, у которых ширина петли гистерезиса при мягком и жестком нагружении, а также показатели упрочнения $m^{(k)}$, $\bar{E}_\tau^{(k)}$ остаются практически постоянными (рис. 28.4).

Один и тот же материал в зависимости от структурного состояния может быть или упрочняющимся, или разупрочняющимся, или циклически стабильным. Материалам, находящимся в упрочненном состоянии (высокие пределы прочности и текучести), свойственно разупрочнение, а материалам с низкими прочностными и высокими пластическими свойствами — упрочнение. Указанным состояниям соответствуют характерные особенности диаграмм статического (однократного) разрушения. При этом материалы, у которых равномерная деформация невелика, склонны к циклическому разупрочнению, материалы с большой равномерной деформацией упрочняются, а материалам, у которых равномерная деформация и удлинения на стадии локализации деформаций (образования шейки) приблизительно равны, свойственна циклическая стабильность.

Циклически анизотропные материалы — материалы, у которых наблюдают неодинаковое сопротивление циклическому деформированию во время четных и нечетных полуциклов нагружения.

В зависимости от циклической изотропности или анизотропности материала, характера изменения свойств при малоцикловом нагружении, режима испытания (мягкий, жесткий, асимметричный и др.) односторонние деформации либо накапливаются, либо отсутствуют. Накопление односторонних деформаций для циклически упрочняющихся мате-

риалов носит затухающий с увеличением числа циклов нагружения характер; для циклически разупрочняющихся и стабилизирующихся материалов возможно прогрессирующее либо стабилизирующееся с увеличением числа циклов нагружения накопление односторонних деформаций. Односторонне накопленную деформацию определяют по величине упругопластической $e^{(k)}$ или пластической $e_p^{(k)}$ деформации, достигнутой в процессе циклического нагружения после k-го полуцикла:

$$e^{(k)} = e^{(0)} + \sum_{k=1}^{k} (-1)^k e^{(k)};$$

$$e_p^{(k)} = e^{(0)} + \sum_{k=1}^{k} (-1)^k e^{(k)} =$$

$$= e^{(0)} - \sigma^{(0)} + \sum_{k=1}^{k} (-1)^k \delta^{(k)}$$

На рис. 28.5 показан характер изменения в зависимости от числа циклов нагружения односторонних деформаций для циклически изотропных и анизотропных упрочняющихся, разупрочняющихся и стабилизирующихся материалов. В ходе малоциклового нагружения возможно накопление односторонних деформаций для циклически изотропных и анизотропных упрочняющихся, разупрочняющихся и стабилизирующихся материалов. В ходе малоциклового нагружения возможно накопление односторонних деформаций в направлении как четных, так и нечетных полуциклов, смена направления процесса накопления деформаций, а также уменьшение накопленных односторонних деформаций. В зависимости от характера и значений накопленных односторонних деформаций различают квазистатическое, усталостное и смешанное малоцикловые разрушения.

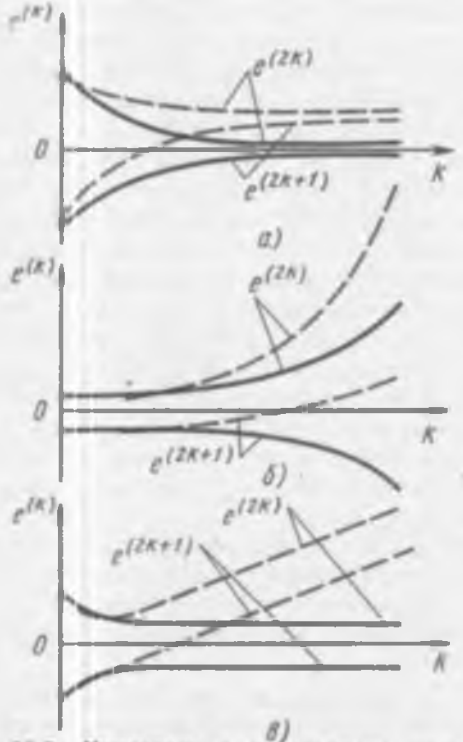


Рис. 28.5. Изменение в зависимости от числа циклов нагружения деформаций при мягком нагружении циклически изотропного (сплошные линии) или анизотропного (штриховые линии) материала:

а — упрочняющегося; *б* — разупрочняющегося; *в* — стабилизирующегося

Квазистатическое малоцикловое разрушение — разрушение преимущественно вследствие одностороннего накопления деформаций, равных деформациям при статическом разрыве. При этом $e^{(k)} \approx (0{,}9 \ldots 1{,}0)e_u$ и $e_p^{(k)} \approx (0{,}9 \ldots 1)e_l$.

Усталостное малоцикловое разрушение — разрушение без выраженного накопления односторонних деформаций. При этом $e^{(k)}$ или $e_p^{(k)}$ составляет не более 0,1 деформаций e_u или e_l при статическом разрыве.

Смешанное малоцикловое разрушение — разрушение, при котором значения односторонне накопленных деформаций приблизительно равны $e^{(k)} \approx (0{,}1 \ldots 0{,}9)e_u$ и $e_p^{(k)} \approx (0{,}1 \ldots 0{,}9)e_l$.

Диапазон квазистатических малоцикловых разрушений по числу циклов нагружения зависит от типа и состояния материала, а также режима нагружения и может достигать 10^3 циклов и более, занимая область, начиная от однократного статического разрыва.

Смешанное малоцикловое разрушение наблюдается в переходной области долговечностей между квазистатическим и усталостным типами разрушений. Диапазон смешанного малоциклового разрушения может составлять от десятков до нескольких тысяч циклов нагружения.

Связь напряжений и деформаций. Диаграммы циклического деформирования

Существует несколько способов интерпретации диаграмм циклического упругопластического деформирования, однако в настоящее время достаточно обоснованной экспериментально является обобщенная диаграмма деформирования [3, 6, 10, 14], по характеристикам которой для многих конструкционных материалов накоплены данные.

Обобщенная диаграмма циклического деформирования отражает зависимость между

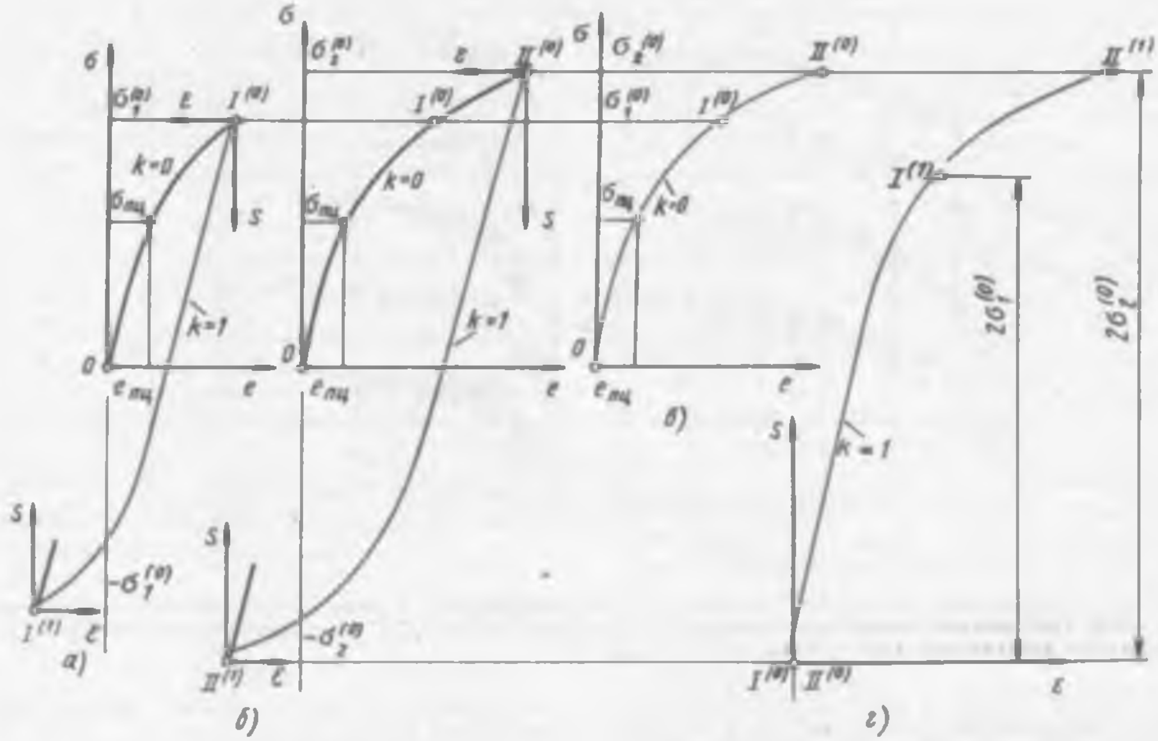


Рис. 28.6. Схема построения обобщенной диаграммы циклического деформирования

напряжениями и деформациями в каждом отдельном полуцикле нагружения. Ее строят в координатах $S-e$, начало которых совмещено с точкой разгрузки в данном полуцикле. Основное свойство обобщенной диаграммы состоит в том, что для жесткого, мягкого и промежуточного между мягким и жестким режимом нагружения все конечные и текущие точки диаграмм деформирования k-го полуцикла, полученные при различных уровнях исходных деформаций, располагаются на одной и той же для данного полуцикла нагружения кривой. В качестве примера на рис. 28.6 показана схема построения обобщенной диаграммы циклического деформирования для полуцикла $k=1$.

В процессе деформирования на режимах I и II при симметричном режиме мягкого нагружения соответственно до уровней напряжений $\sigma_1^{(0)}$ и $\sigma_2^{(0)}$ деформирование происходит по кривым $0-I^{(0)}-I^{(1)}$ и $0-II^{(0)}-II^{(1)}$ (рис. 28.6, *а*, *б*). При этом исходное нагружение протекает в соответствии с диаграммой статического деформирования, а совмещение начальных точек O (координаты $\sigma-e$) двух режимов испытания дает совпадение кривых исходных нагружений $0-I^{(0)}$ и $0-II^{(0)}$ и режимах I и II (рис. 28.6, *в*). Аналогично совмещение точек начала разгрузки $I^{(0)}$ и $II^{(0)}$ позволяет получить единую кривую для первого полуцикла деформирования $k=1$ (рис. 28.6, *г*), которая и является обобщенной диаграммой циклического деформирования для первого полуцикла нагружения. Такие кривые строят на всей базе испытаний по параметру числа полуциклов до разрушения.

Существование обобщенной диаграммы циклического упругопластического деформирования экспериментально подтверждено для материалов, циклически упрочняющихся, разупрочняющихся и стабилизирующихся при исходных деформациях $e^{(0)} \approx (5\ldots10)\,e_{пц}^{(0)}$ в условиях растяжения-сжатия и сдвига, что позволяет предположить существование этой диаграммы при произвольных типах напряженного состояния [3, 6].

В качестве примера на рис. 28.7, *а* и *б* сопоставлены диаграммы циклического деформирования в условиях растяжения-сжатия (○), сжатия-растяжения (×) и сдвига (●). Независимость обобщенной диаграммы циклического упругопластического деформирования от вида и типа нагружения важна при использовании этой диаграммы в решении задач при неоднородном напряженном состоянии, когда в процессе циклического деформирования напряжения и деформации меняются от цикла к циклу.

Обобщенная диаграмма циклического упругопластического деформирования может быть выражена аналитически. Для этого диаграмму рассматривают в относительных координатах, когда все напряжения и деформации отне-

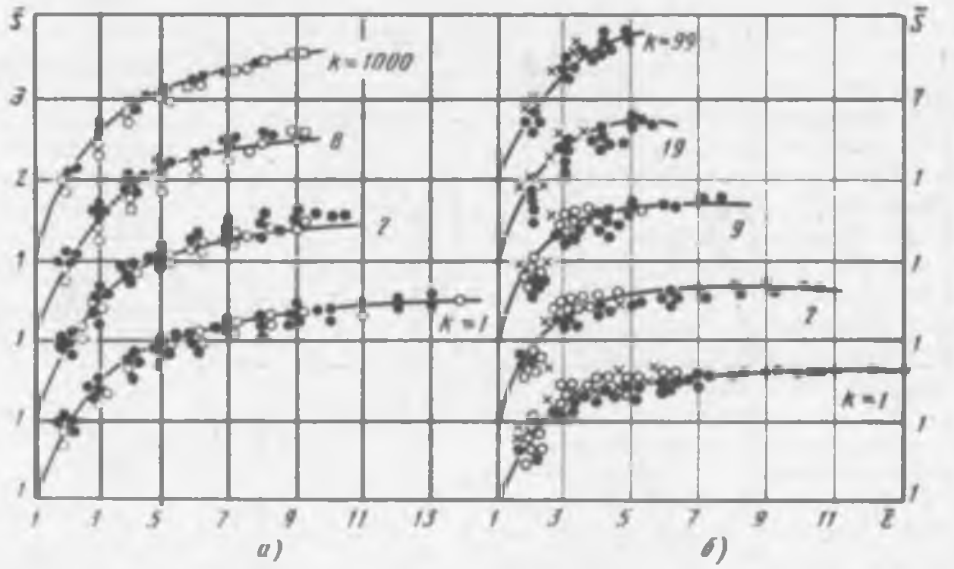


Рис. 28.7. Обобщенные диаграммы циклического деформирования в зависимости от числа полуциклов нагружения аустенитной коррозионно-стойкой стали 12Х18Н10Т (*а*) и алюминиевого сплава АД-33 (*б*)

сены соответственно к напряжению и деформации предела пропорциональности в исходном нагружении ($\bar{S}=S/\sigma_{пц}$, $\bar{\sigma}=\sigma/\sigma_{пц}$, $\bar{e}=e/e_{пц}$, $e=e/e_{пц}$ и т. п.). Тогда зависимость может быть выражена так:

$$\bar{e}^{(k)}=\bar{S}^{(k)}\left(\bar{S}^{(k)}<\bar{S}_{пц}^{(k)}\right);$$
$$\bar{e}^{(k)}=\bar{S}^{(k)}+\bar{e}_p^{(k)}\left(\bar{S}^{(k)}>\bar{S}_{пц}^{(k)}\right). \qquad (28.1)$$

где $\bar{e}_p^{(k)}$ — пластическая составляющая деформации на данном уровне напряжений $\bar{S}^{(k)}$; $\bar{S}_{пц}^{(k)}$ — предел пропорциональности (координаты $\bar{S}-\bar{e}$).

В первом приближении

$$\bar{e}_p^{(k)}\approx\bar{\delta}^{(k)}, \qquad (28.2)$$

т. е. пластическая составляющая деформации при данном уровне напряжений равна ширине петли гистерезиса, которая образовалась бы после разгрузки от этого уровня напряжений. Таким образом, можно записать:

$$\bar{e}^{(k)}=\bar{S}^{(k)}+\bar{e}_p^{(k)}=\bar{S}^{(k)}+\bar{\delta}^{(k)}; \qquad (28.3)$$

геометрия обобщенной диаграммы циклического деформирования может быть известна, если известна ширина петли гистерезиса при различных уровнях исходных деформаций и различных числах нагружений.

Наиболее удобным является исследование ширины петель гистерезиса при мягком нагружении, когда в процессе испытания максимальные напряжения поддерживают на заданном уровне и, следовательно, фиксирован один из параметров деформирования. Анализ экспериментальных данных показывает, что ширина петель гистерезиса при малоцикловом нагружении в общем случае может быть выражена зависимостью

$$\bar{\delta}^{(k)}=\bar{A}^*\left(\bar{e}^{(0)}-\frac{\bar{S}_{пц}^{(1)}}{2}\right)\frac{1}{k^\alpha}+$$
$$+\left[\frac{\bar{A}-\bar{A}^*}{2}-(-1)^k\frac{\bar{A}-\bar{A}^*}{2}\right]\left(\bar{e}^{(0)}-\frac{\bar{S}_{пц}^{(1)}}{2}\right)\frac{1}{k^\alpha};$$
$$\bar{\delta}^{(k)}=\bar{A}^*\left(\bar{e}^{(0)}-\frac{\bar{S}_{пц}^{(1)}}{2}\right)\exp\left[\beta\left(k-1\right)\right]+$$
$$+\left[\frac{\bar{A}-\bar{A}^*}{2}-(-1)^k\frac{\bar{A}-\bar{A}^*}{2}\right]\times \qquad (28.4)$$
$$\times\left(\bar{e}^{(0)}-\frac{\bar{S}_{пц}^{(1)}}{2}\right)\exp\left[\beta\left(k-1\right)\right],$$

где $\bar{e}^{(0)}$ — степень исходного деформирования; $\bar{S}_{пц}^{(1)}$ — предел пропорциональности в первом полуцикле нагружения, считая исходное нагружение за нулевой полуцикл; k — число полуциклов нагружения; $\bar{A}$, $\bar{A}^*$, α, β — константы.

Степенной закон изменения ширины петель гистерезиса с увеличением числа циклов нагружений характерен для упрочняющихся материалов, экспоненциальный закон — для материалов, разупрочняющихся в процессе деформирования. Закономерности изменения ширины петель гистерезиса в зависимости от числа полуциклов нагружения у материалов с неинтенсивным процессом упрочнения или разупрочнения могут быть с достаточной точностью записаны в виде как степенного, так и экспоненциального уравнений.

Константы α и β характеризуют интенсивность протекания процессов упрочнения и разупрочнения материалов при циклическом упругопластическом деформировании и зависят от степени исходного нагружения:

$$\alpha = B\left(\bar{\sigma}^{(0)} - \bar{S}_{\max}^{(1)}/2\right); \qquad \beta = C\left(\bar{e}^{(0)} - \bar{S}_{\max}^{(1)}/2\right), \tag{28.5}$$

где $\bar{\sigma}^{(0)}$ — напряжение в исходном нагружении; B и C — константы.

Наличие у материалов циклической анизотропии свойств отражается введением $(\bar{A} - \bar{A}^*)$. В формулах (28.4) члены $\bar{A}^*(\bar{e}^{(0)} - \bar{S}_{\max}^{(1)}/2)/k^n$ и $\bar{A}^*(\bar{e}^{(0)} - \bar{S}_{\max}^{(1)}/2)\exp[\beta(k-1)]$ характеризуют поведение материала без учета циклической анизотропии.

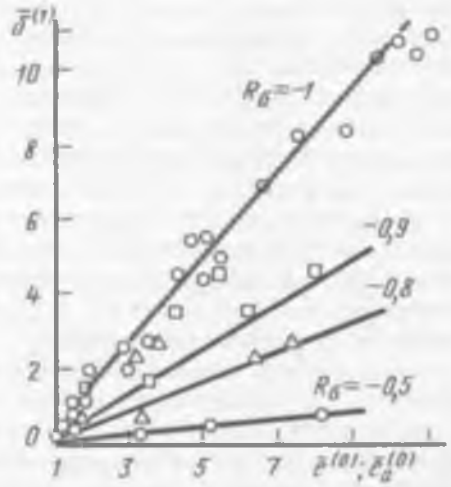


Рис. 28.8. Зависимость ширины петли гистерезиса в первом полуцикле нагружения от степени исходного деформирования при симметричном ($R_\sigma = -1$) и асимметричном режимах мягкого нагружения алюминиевого сплава В-96

В связи с тем, что обобщенная диаграмма циклического упругопластического деформирования не зависит от характера нагружения, предполагаем, что форма диаграммы определяется амплитудными значениями действующих напряжений. Это предположение подтверждено экспериментально при сравнении циклических диаграмм симметричного и асимметричного мягкого нагружения.

На рис. 28.8 для сплава В96 приведена зависимость ширины $\bar{\delta}^{(1)}$ петли гистерезиса в первом полуцикле нагружения от степени исходного деформирования $\bar{e}^{(0)}$ и $\bar{e}_a^{(0)}$, где $\bar{e}_a^{(0)}$ находят по диаграмме нагружения $\sigma^{(1)} - \bar{e}^{(0)}$ с использованием амплитудного значения нагружений $\bar{\sigma}_a^{(0)}$. При построении зависимости $\bar{\delta}^{(1)}$ от $\bar{e}_a^{(0)}$ экспериментальные точки асимметричных нагружений располагаются на прямой, выражающей связь $\bar{\delta}^{(1)}$ и $\bar{e}_a^{(0)}$ при симметричном цикле мягкого нагружения. Амплитудные значения напряжений $\bar{\sigma}_a^{(0)}$ и деформаций $\bar{e}_a^{(0)}$ определяют и интенсивность изменения ширины $\bar{\delta}^{(k)}$ петель гистерезиса в зависимости от числа полуциклов нагружения (рис. 28.9).

В соответствии с уравнениями (28.1), (28.2) и (28.3) можно записать аналитическое выражение обобщенной диаграммы циклического упругопластического деформирования материалов:

$$\bar{e}^{(k)} = \bar{S}^{(k)} + \bar{A}^*\left[f\left(\frac{\bar{S}^{(k)}}{2}\right) - \frac{\bar{S}_{\max}^{(1)}}{2}\right]\frac{1}{k^n} + \left\{\frac{\bar{A} - \bar{A}^*}{2} - (-1)^k\frac{\bar{A} - \bar{A}^*}{2}\right\}\left[f\left(\frac{\bar{S}^{(k)}}{2}\right) - \frac{\bar{S}_{\max}^{(1)}}{2}\right]\frac{1}{k^n}; \tag{28.6}$$

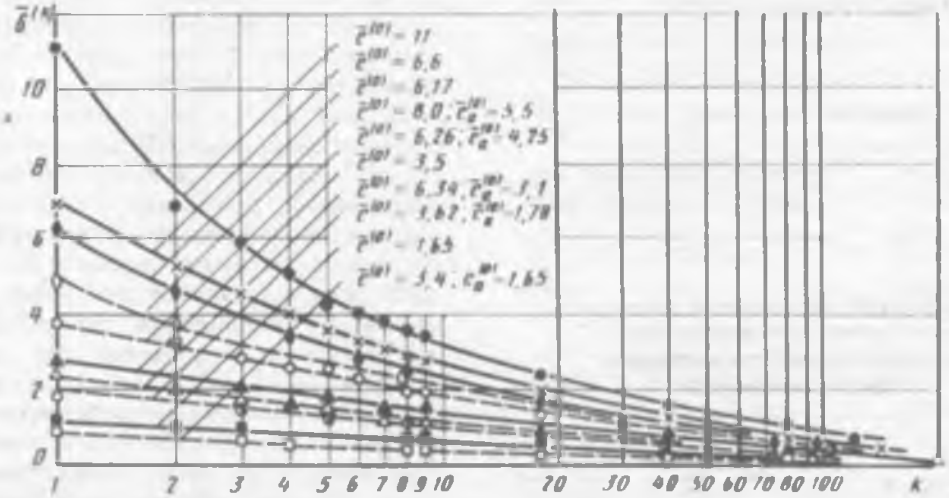


Рис. 28.9. Изменение ширины петель гистерезиса в зависимости от числа полуциклов нагружения при симметричном и асимметричном режимах мягкого нагружения алюминиевого сплава В96

$$\bar{S}^{(k)} = \bar{S}^{(k)} + \bar{A}^* \left[f\left(\frac{\bar{S}^{(k)}}{2}\right) - \frac{\bar{S}_{пц}^{(1)}}{2} \right] \times$$

$$\times \exp\left[\beta (k-1)\right] + \left\{ \frac{\bar{A} - \bar{A}^*}{2} - (-1)^k \frac{\bar{A} - \bar{A}^*}{2} \right\} \times$$

$$\times \left[f\left(\frac{\bar{S}^{(k)}}{2}\right) - \frac{\bar{S}_{пц}^{(1)}}{2} \right] \exp\left[\beta (k-1)\right].$$

Таким образом, зная закон изменения ширины петель гистерезиса в зависимости от числа полуциклов нагружения и степени исходного деформирования, уравнение обобщенной диаграммы деформирования можно определить по диаграмме исходного нагружения $f(\bar{S}^{(k)}/2)$ и известным $\bar{A}$, $\bar{A}^*$, α, β, $\bar{S}_{пц}$. Константы $\bar{A}$, $\bar{A}^*$, α, β названы параметрами обобщенной диаграммы циклического деформирования.

Значения параметров обобщенной диаграммы ряда исследованных материалов даны в табл. 28.1 и 28.2. Используя эти значения, по уравнениям (28.6) рассчитывают обобщенную диаграмму нужного конструкционного материала. Уравнения (28.6) отражают поцикловую трансформацию диаграммы деформирования. Предельные изменения обобщенной диаграммы в процессе циклического нагружения могут быть представлены кривыми, приведенными на рис. 28.10. Материалы, упрочняющиеся при циклическом нагружении, переходят в состояние, при котором зависимость между напряжениями и деформациями становится близкой к линейной (прямая OAB), а диаграмма разупрочняющихся материалов приближается к диаграмме идеальной пластичности (линия OAC).

28.1. Параметры обобщенной диаграммы циклического деформирования

Материал	$\bar{A}$	B	C	$\bar{S}_{пц}^{(1)}$	$E_{пц}^{(k)}$	$m^{(k)}$
Алюминиевые сплавы						
В96	1,15	0,720	—	1,840	0,043	0,239
АК8	1,35	0,525	—	1,665	0,059	0,236
Д16Т	1,10	0,610	—	1,720	0,070	0,273
АД33	1,68	0,730	—	1,600	—	—
В95	1,62	0	0	1,700	0,061	0,257
Стали низколегированные углеродистые						
45	3,55	0	0	1,130	—	—
30ХГСА	1,70	−0,835	0,0115	1,680	—	—
Высокопрочные чугуны						
ХНМ	1,00	−0,170	0,0090	1,620	0,199	0,606
ВПЧНМ	1,63	0	0	1,590	0,077	0,365
Жаростойкие стали						
12Х18Н9Т	1,13	0,273	—	1,660	0,048	—
15Х2МФА	1,93	—	0,0070	1,450	0,033	0,146
12Х2МФА	1,28	—	0,0095	1,520	0,029	0,223

28.2. Параметры обобщенной диаграммы циклического деформирования, характеризующие анизотропию свойств материала

Параметр	В96	АК8	В95	ТС1
$\bar{A}$	1,150	1,350	1,620	1,930
$\bar{A}^*$	1,130	1,355	1,605	1,855

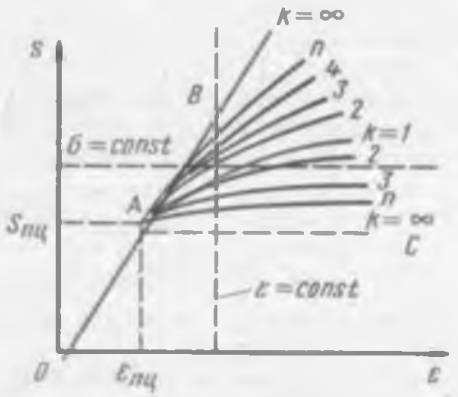


Рис. 28.10. Предельные изменения обобщенной диаграммы циклического деформирования в зависимости от числа полуциклов нагружения

С использованием обобщенной диаграммы циклического деформирования удается описать связь между циклическими напряжениями и упругопластическими деформациями для некоторых важных режимов сложного малоциклового нагружения. Так, для режимов циклического растяжения-сжатия и статического сдвига, а также циклического сдвига и статического растяжения-сжатия [3, 6] представление результатов в интенсивностях напряжений и деформаций позволяет получать единые кривые статического и циклического деформирования (рис. 28.11). При этом, как и для простых типов напряженного состояния (растяжение-сжатие или сдвиг), сохраняют свои значения параметры обобщенной диаграммы, характеризующие циклическое упрочнение, разупрочнение и стабилизацию, а также параметр $\bar{A}$, описывающий связь статической диаграммы деформирования и обобщенной диаграммы в первом полуцикле нагружения (рис. 28.12).

Таким образом, параметры обобщенной диаграммы циклического деформирования, получаемые для простых типов напряженного состояния, могут быть распространены и на более сложные режимы малоциклового деформирования, подобные исследованным в

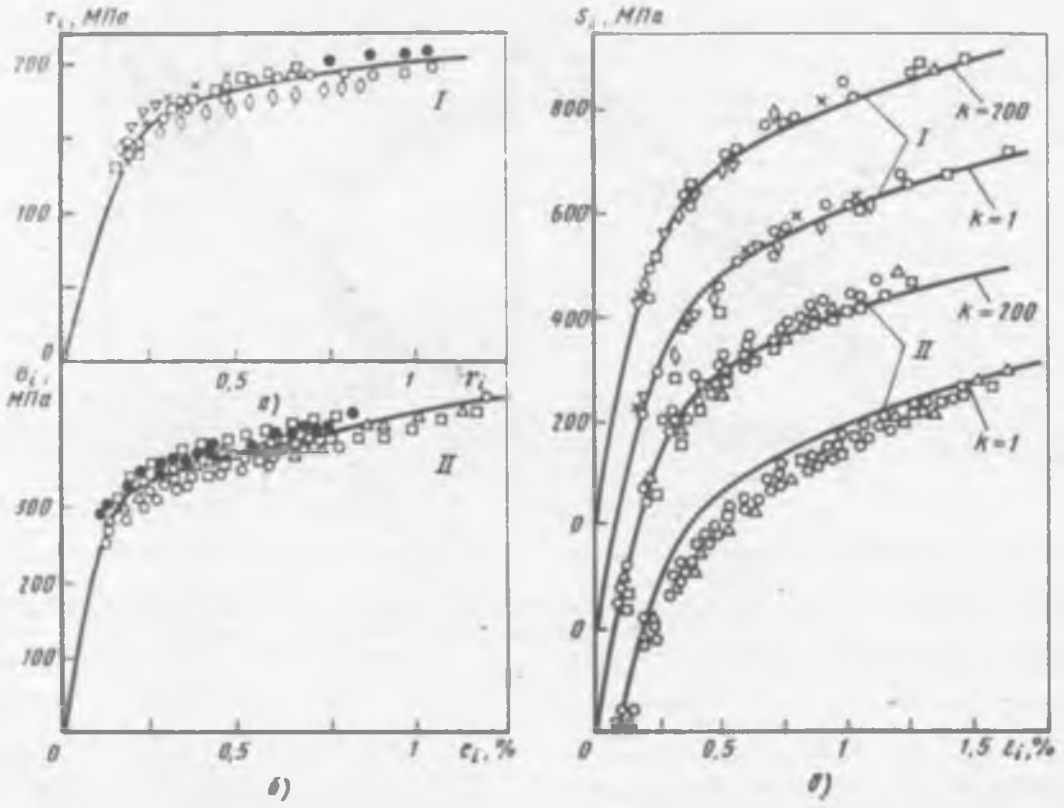


Рис. 28.11. Диаграммы статического (*а*, *б*) и циклического (*в*) деформирования для стали 50 в интенсивностях напряжений и деформаций:

I — —циклический сдвиг — статическое растяжение; *II* — циклическое растяжение-сжатие — статический сдвиг

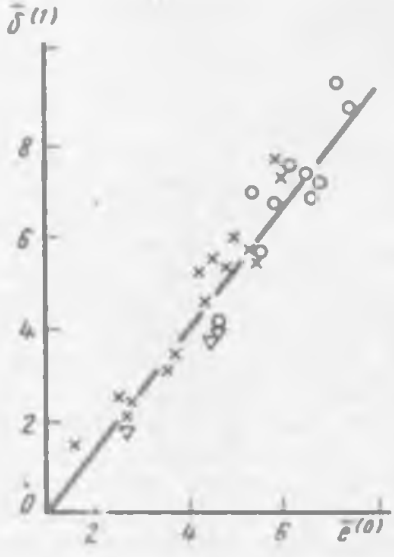


Рис. 28.12. Зависимость ширины петли гистерезиса в первом полуцикле нагружения от степени исходного деформирования для стали 50:

○ — циклическое растяжение-сжатие; ▽ — циклический сдвиг; × — статический сдвиг — циклическое растяжение-сжатие и статическое растяжение — циклический сдвиг

работах [3, 6] на примере материалов с контрастными циклическими и статическими свойствами прочности и пластичности (сталь 50 и алюминиевый сплав Д16Т). На рис. 28.11, *в* показано удовлетворительное соответствие расчетных (сплошные кривые) диаграмм деформирования экспериментальным (точки).

Рассмотрим особенности изменения параметров диаграмм циклического деформирования с ростом температур в диапазоне, когда временные эффекты слабы и ими можно пренебречь. С ростом температуры зависимость ширины петли гистерезиса в первом полуцикле нагружения от степени исходного деформирования остается линейной и неизменной (рис. 28.13, *а* и *б*) и, следовательно, параметр $\bar{A}$ обобщенной диаграммы циклического деформирования оказывается постоянным для различных температур. Практически стабильными в рассматриваемом диапазоне температур остаются и параметры α и β циклического упрочнения и разупрочнения.

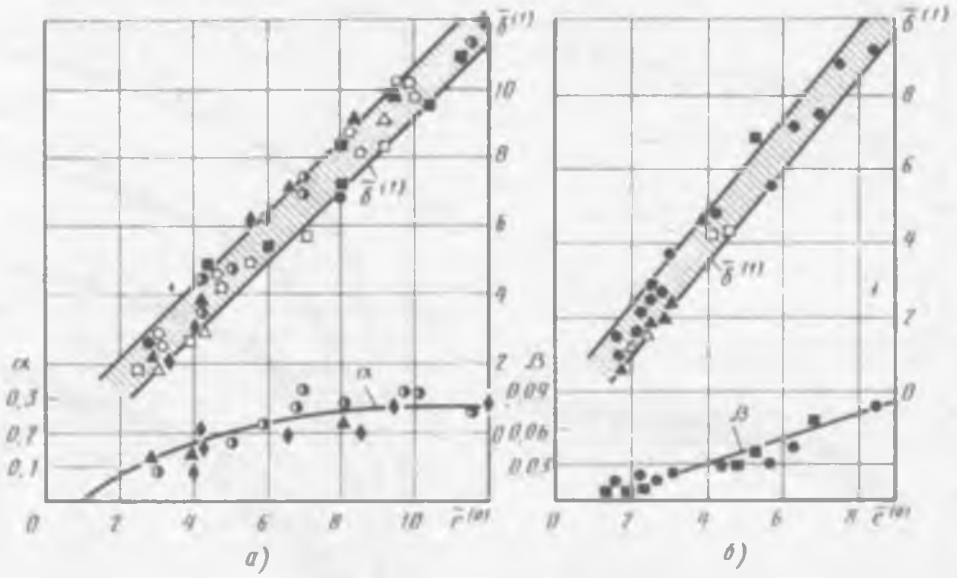


Рис. 28.13. Зависимость ширины петли гистерезиса в первом полуцикле нагружения, а также параметров α и β от степени исходного деформирования:

а — 12Х18Н9Т (при температуре от 20 до 500 °С); *б* — теплоустойчивой стали (при температуре от 20 до 350 °С)

Актуальным при определении напряженно-деформированного состояния является вопрос связи напряжений и деформаций при неизотермическом малоцикловом нагружении, так как элементы конструкций в эксплуатационных условиях работают, как правило, при непостоянных температурах. Данные получены при испытаниях образцов из стали 22К в условиях изотермического и неизотермического жесткого нагружения с максимальной температурой до 300 °С (рис. 28.14). Построенные по параметру числа циклов нагружения максимальные значения напряжений и деформаций в цикле дают одни и те же значения для режимов с постоянными и переменными температурами. При этом неизотермическое нагружение осуществлялось таким образом, что экстремальные значения деформаций и температур в цикле достигались синхронно.

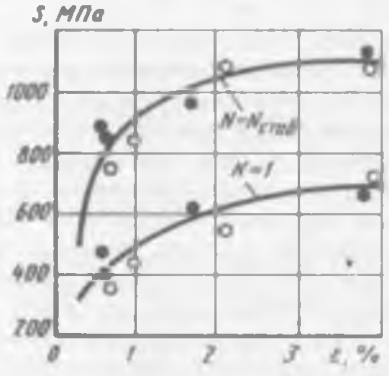


Рис. 28.14. Циклические напряжения и деформации при изотермическом жестком нагружении образцов из стали 22К:

○ — при 300 °С; ● — при 150 . . . 300 °С

Таким образом, в области температур, где реологические свойства не выражены, основные характеристики обобщенной диаграммы циклического деформирования сохраняют значения, свойственные нормальной (20 °С) температуре. При этом обобщенная диаграмма циклического деформирования изменяется с температурой подобно исходной (статической) диаграмме деформирования конструкционного материала.

Установлено [3, 6], что при температурах, когда временные эффекты практически отсутствуют, материал не реагирует на форму цикла нагрева и характеристики циклического неизотермического деформирования соответствуют характеристикам, получаемым в результате испытаний при постоянной температуре. В качестве примера на рис. 28.15 показаны диаграммы исходного нагружения жаростойкой хромоникелевой стали при двух различных уровнях напряжений. Несмотря на различие хода кривых деформирования в промежуточных точках диаграмм, определяемое особенностями температурных режимов, конечные значения в пределах разброса данных одинаковы для изотермического и неизотермического нагружений. Аналогичные свойства обнаружены и у диаграмм циклического деформирования. При этом связь напряжений и деформаций по параметру числа

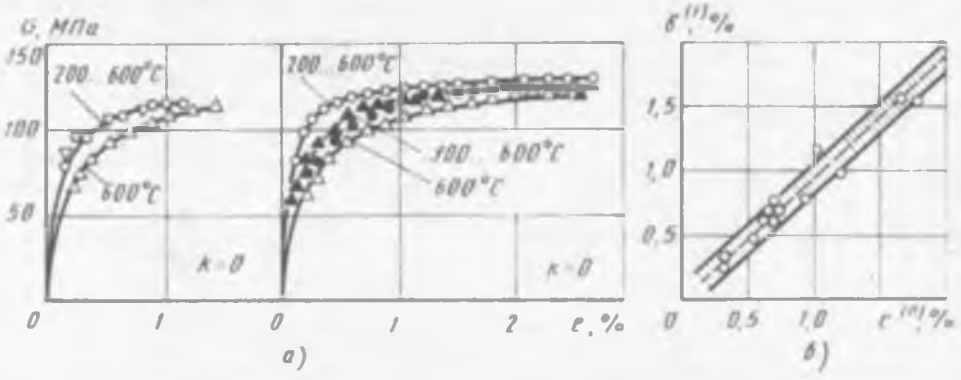


Рис. 28.15. Диаграммы статического деформирования жаростойкой хромоникелевой стали при изотермическом и неизотермическом нагружениях (*а*), а также зависимость ширины петли гистерезиса в первом полуцикле нагружения от степени исходного нагружения (*б*)

полуциклов может быть выражена в такой форме:

$$e^{(k)}=\frac{S^{(k)}}{E^{t}}+F\left(S^{(k)}, t\right)F_1(k, t),$$

где $F(S^{(k)}, t)=\bar{A}\,[f(S^{(k)}/2, t)-1]$, причем $f(S^{(k)}/2, t)$ определяют по диаграмме исходного нагружения при температуре t; $\bar{A}$ — параметр обобщенной диаграммы, не зависящий от температуры; $F_1(k, t)=1/k^{n}$ и $F_1(k, t)=\exp[\beta(k-1)]$ — функции числа полуциклов нагружения соответственно для циклически упрочняющихся и разупрочняющихся материалов.

В соответствии с экспериментальными данными по неизотермическому нагружению (рис. 28.15, *а*) деформации в циклах неизотермических нагружений можно рассчитать, используя параметры обобщенной диаграммы, полученные при изотермических испытаниях. На рис. 28.15, *б* дана зависимость ширины петель гистерезиса $\delta^{(1)}$ в первом полуцикле при мягком изотермическом нагружении от степени исходного деформирования $e^{(0)}$ (заштрихованная область), а также нанесены точки, соответствующие данным, полученным при испытаниях с переменными температурами. Параметр $\bar{A}$, характеризующий связь $\delta^{(1)}$ и $e^{(0)}$, не зависит от формы цикла нагрева. Аналогично и для циклических нагружений данные неизотермических и изотермических испытаний не различаются (рис. 28.16) и, следовательно, функция числа полуциклов и ее параметры оказываются неизменными. Приведенные экспериментальные данные относятся к материалам, для которых при принятых в испытаниях температурах и длительностях деформирования временные эффекты не проявляются.

Отмеченное выше позволяет высказать [3, 6] предположение о наличии поверхности нагружения в координатах напряжение — деформация — температура (рис. 28.17), аналогичное трактовке [15] для исходного нагружения. Поверхность нагружения по параметру числа полуциклов образуется семейством диаграмм деформирования, полученных при постоянной температуре. В данный момент времени для заданного напряжения и температуры деформация определяется соответствующей кривой изотермического деформирования. При этом предполагается, что режимы нагружения и нагревания, а также форма деформирования при различных температурах в процессе возрастания нагрузок соответствуют увеличению пластических деформаций. Поверхность неизотермического нагружения трансформируется с увеличе-

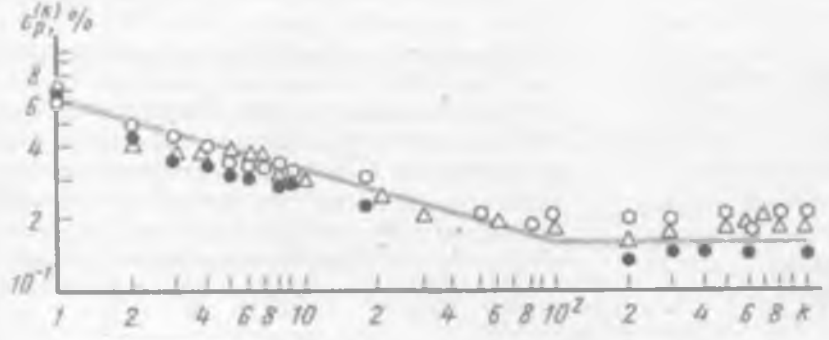


Рис. 28.16. Изменение в зависимости от числа полуциклов нагружения ширины петли гистерезиса жаростойкой хромоникелевой стали при изотермическом и неизотермическом нагружениях:

○ — 200 . . . 600 °С; ● — 300 . . . 600 °С; △ — 600 °С

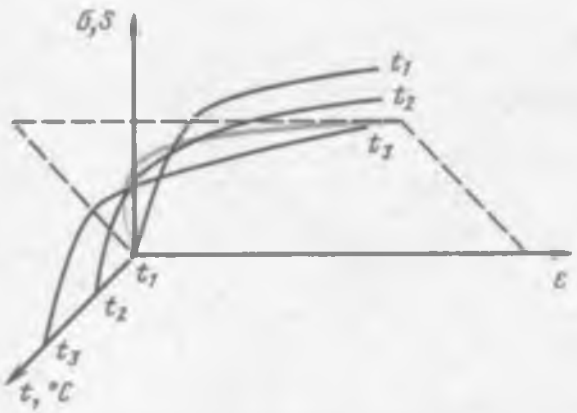


Рис. 28.17. Поверхность неизотермического нагружения

нием числа циклов нагружений в соответствии с закономерностями поциклового изменения обобщенной диаграммы деформирования.

При использовании обобщенной диаграммы циклического деформирования в решении задач пластичности при повторном нагружении вводятся упрощения [3, 6]. В выражениях (28.5) и (28.6) параметры α и β обобщенной диаграммы циклического деформирования зависят от степени исходного нагружения, а циклический предел пропорциональности неодинаков у различных конструкционных материалов. Положим, что $\bar{S}_{пц}^{(1)} = 2 = \text{const}$ для всех материалов, а параметры α и β не зависят от $\bar{e}^{(0)}$ и могут быть приняты равными значению при соответствующей степени исходного деформирования. Тогда выражение (28.6) принимает вид

$$\bar{e}^{(k)} = \bar{S}^{(k)} + \bar{A}^* \left[f\left(\frac{\bar{S}^{(k)}}{2}\right) - 1 \right] \frac{1}{k^\alpha} + \left[\frac{\bar{A} - \bar{A}^*}{2} - (-1)^k \frac{\bar{A} - \bar{A}^*}{2} \right] \left[f\left(\frac{\bar{S}^{(k)}}{2}\right) - 1 \right] \frac{1}{k^\alpha};$$

$$\bar{e}^{(k)} = \bar{S}^{(k)} + \bar{A}^* \left[f\left(\frac{\bar{S}^{(k)}}{2}\right) - 1 \right] \times \exp\left[\beta (k-1)\right] + \left[\frac{\bar{A} - \bar{A}^*}{2} - (-1)^k \frac{\bar{A} - \bar{A}^*}{2} \right] \times \left[f\left(\frac{\bar{S}^{(k)}}{2}\right) - 1 \right] \exp\left[\beta (k-1)\right]. \quad (28.7)$$

В инженерных расчетах обычно используют еще более упрощенную зависимость между напряжениями и деформациями — линейную аппроксимацию диаграмм деформирования:

$$\bar{\sigma}^{(0)} = \left[1 - \bar{E}_\tau^{(0)}\right] + \bar{E}_\tau^{(0)} \bar{e}^{(0)};$$

$$\bar{S}^{(k)} = 2\left[1 - \bar{E}_\tau^{(k)}\right] + \bar{E}_\tau^{(k)} \bar{e}^{(k)},$$

где циклический модуль упрочнения

$$\bar{E}_\tau^{(k)} = \left\{ 1 + \frac{\bar{A}^*}{2\bar{E}_\tau^{(0)}} \frac{1}{k^\alpha} + \frac{1}{2\bar{E}_\tau^{(0)}} \frac{1}{k^\alpha} \times \left[\frac{\bar{A} - \bar{A}^*}{2} - (-1)^k \frac{\bar{A} - \bar{A}^*}{2} \right] \frac{1}{k^\alpha} \right\}^{-1};$$

$$\bar{E}_\tau^{(k)} = \left\{ 1 + \frac{\bar{A}^*}{2\bar{E}_\tau^{(0)}} \exp\left[\beta (k-1)\right] + \frac{1}{2\bar{E}_\tau^{(0)}} \exp\left[\beta (k-1)\right] \left[\frac{\bar{A} - \bar{A}^*}{2} - (-1)^k \frac{\bar{A} - \bar{A}^*}{2} \right] \exp\left[\beta (k-1)\right] \right\}^{-1}, \quad (28.8)$$

где $\bar{E}_\tau^{(0)}$ — модуль упрочнения исходной диаграммы деформирования.

С учетом того, что в элементах конструкций пластически деформируется, как правило, материал лишь в зонах повышенной концентрации, а основная масса изделия оказывается в упругом состоянии, накопление односторонних деформаций стеснено. Поэтому эффекты циклической анизотропии свойств не могут существенно проявиться, и в расчетах на прочность ими обычно пренебрегают. При этом циклический модуль упрочнения для циклически упрочняющихся и циклически разупрочняющихся материалов соответственно приводят к следующему виду:

$$\bar{E}_\tau^{(k)} = \left(1 + \frac{\bar{A}}{2\bar{E}_\tau^{(0)}} \frac{1}{k^\alpha} \right)^{-1};$$

$$\bar{E}_\tau^{(k)} = \left\{ 1 + \frac{\bar{A}}{2\bar{E}_\tau^{(0)}} \exp\left[\beta (k-1)\right] \right\}^{-1}.$$

В расчетах также широко применяют аппроксимацию исходной диаграммы деформирования степенной функцией

$$\bar{\sigma}^{(0)} = \bar{e}^{(0)m^{(0)}}. \quad (28.9)$$

Обобщенную диаграмму деформирования приводят к виду

$$\bar{S}^{(k)} = \bar{e}^{(k)m^{(k)}}. \quad (28.10)$$

Значения $\bar{E}_\tau^{(0)}$ для некоторых конструкционных материалов даны в табл. 28.3 и 28.4.

Заканчивая рассмотрение закономерностей сопротивления материалов циклическому упругопластическому деформированию, отметим, что аналитическое выражение диаграмм в форме обобщенной диаграммы деформирования позволяет отразить все основные особенности поведения материалов при повторном нагружении за пределами упругости. Накопленные данные по параметрам обобщенной

28.3. Характеристики статической прочности, пластичности и упругости конструкционных материалов при разных видах термообработки и нормальной температуре испытаний

Марка материала	Термообработка	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ, %	$E \cdot 10^{-5}$, МПа	$E_т^{(0)}$
Сталь:						
40Х	Отжиг	700	400	25	2,05	0,069
	Закалка, отпуск при 600 °С	1000	780	9	2,1	0,028
	Закалка, отпуск при 500 °С	1200	1100	6	2,08	0,022
40ХН2МА	Закалка, отпуск при 560 °С	1100	940	10	2	0,0285
30ХГСА	Закалка, отпуск при 600 °С	1000	800	12	2,05	0,0180
	Закалка, отпуск при 510 °С	1300	1040	8	2,05	0,035
30ХГСНА	Закалка изотермическая при 330 °С	1600	720	8	1,95	0,224
	Закалка, отпуск при 525 °С	1150	770	9	1,95	0,0545
18Х2Н2МА	Закалка при 950 °С, закалка при 850 °С, отпуск при 180 °С	1300	530	10	1,95	0,331
12Х18Н9Т	Закалка при 1050 °С	620	188	49	1,88	0,117
	Закалка, отпуск при 650 °С	300	160	30	1,7	0,131
09Х14Н19В2Б	Нормализация и отпуск при 500 °С	1300	520	11	1,95	0,226
15Х18Н12С4ТЮ	Закалка при 950 °С	800	220	33	1,8	0,327
Сплав:						
В95Т	Закалка, искусственное старение	600	460	6	0,7	0,0353
АК-4		400	200	15	0,72	0,126
Д16	Закалка, естественное старение	500	300	13	0,75	0,0625
ВТ1	Отжиг при 700 °С	600	330	15	1,17	0,079

диаграммы дают возможность для многих конструкционных материалов рассчитывать кинетику циклических напряжений и деформаций в связи с разработкой критериев и оценкой прочности при малом числе циклов нагружения конструктивных элементов.

Критерии (условия) малоцикловой прочности

В зависимости от типа испытаний при одних и тех же значениях исходной деформации или напряжения долговечности при малоцикловых нагружениях могут отличаться на порядок и более по числу циклов до разрушения, в связи с чем описания закономерностей разрушения при каких-либо отдельных типах нагружения недостаточно. Необходима разработка критерия, определяющего достижение предельного состояния по моменту образования трещины как для мягкого и жесткого, так и для промежуточного между мягким и жестким режимами нагружений. При этом необходимо учитывать внутреннюю и внешнюю нестационарность условий малоциклового деформирования.

Как было установлено (Менсон — Коффин), малоцикловую прочность при жестком нагружении определяют с помощью характеристик пластичности статического разрушения, а зависимость долговечности N_f от величины пластической деформации ε_p в цикле нагружения имеет вид

$$\varepsilon_p N_f^{m_p} = 0{,}5 \ln (1-\psi)^{-1} = C_f, \qquad (28.11)$$

где ψ — коэффициент поперечного сужения; m_p — показатель степени; в первом приближении $m_p = 0{,}4 \ldots 0{,}6$ с учетом непостоянства характеристики у различных материалов.

Так как в общем случае циклическая пластическая деформация изменяется и лишь для циклически стабильных материалов остается постоянной, в уравнении (28.11) рекомендуется [1, 11] использовать значение ε_p, соответствующее 50 % циклов нагружения от

28.4. Характеристики статической прочности, пластичности и упругости конструкционных материалов при различных температурах

Марка материала	Термообработка	Температура, °С	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{0.2}$, МПа	δ, %	$E \cdot 10^{-5}$, МПа	$E_T^{(0)}$
Сталь: 30ХГСА	Закалка, отпуск при 510 °С	20	1300	1040	8	2,05	0,035
		300	1210	572	11	1,83	0,1936
		400	1060	530	9	1,65	0,187
		00	780	10	11	1,35	0,667
40ХН2МА	Закалка, отпуск при 560 °С	20	1100	940	10	2,0	0,0285
		300	1010	559	15	1,83	0,0268
		400	930	526	12	1,68	0,1050
		500	690	365	12	1,48	0,0857
18Х2Н2МА	Закалка, отпуск при 525 °С	20	1150	770	9	1,95	0,0545
		300	1130	552	9	1,86	0,1406
		400	1050	480	88	1,76	0,0540
		500	900	352	8	1,42	0,3254
30ХГСНА	Изотермическая закалка при 330 °С	20	1600	720	8	1,95	0,224
		300	1500	359	11	1,8	0,426
		400	1330	346	7	1,68	0,402
		500	850	188	9	1,35	0,538
12Х18Н9Т	Закалка при 1050 °С в воде	20	620	188	49	1,88	0,117
		300	460	109	33	1,65	0,154
		400	460	80	32	1,56	0,208
		500	450	88	32	1,49	0,194
15Х18Н12С4ТЮ	Закалка при 950 °С	20	800	220	33	1,8	0,327
		300	640	190	28	1,7	0,195
		400	620	160	26	1,6	0,157
09Х14Н19В2Б	Нормализация и отпуск при 500 °С	20	1300	520	11	1,95	0,226
		300	1270	510	8	1,86	0,248
		400	1210	488	10	1,73	0,252
		500	1060	359	7	1,68	0,348
Сплав Д16Т	Закалка, естественное старение	20	530	340	9,5	0,72	0,0445
		200	410	241	11	0,61	0,0784
		250	260	149	10	0,59	0,1550
		300	170	69	10	0,52	0,2270
ВТ1	Отжиг при 700 °С	20	600	330	15,5	1,17	0,0790
		250	300	119	24,5	0,96	0,1860
		350	240	89	20,0	0,91	0,2949
		450	200	58	13,0	0,8	0,3960

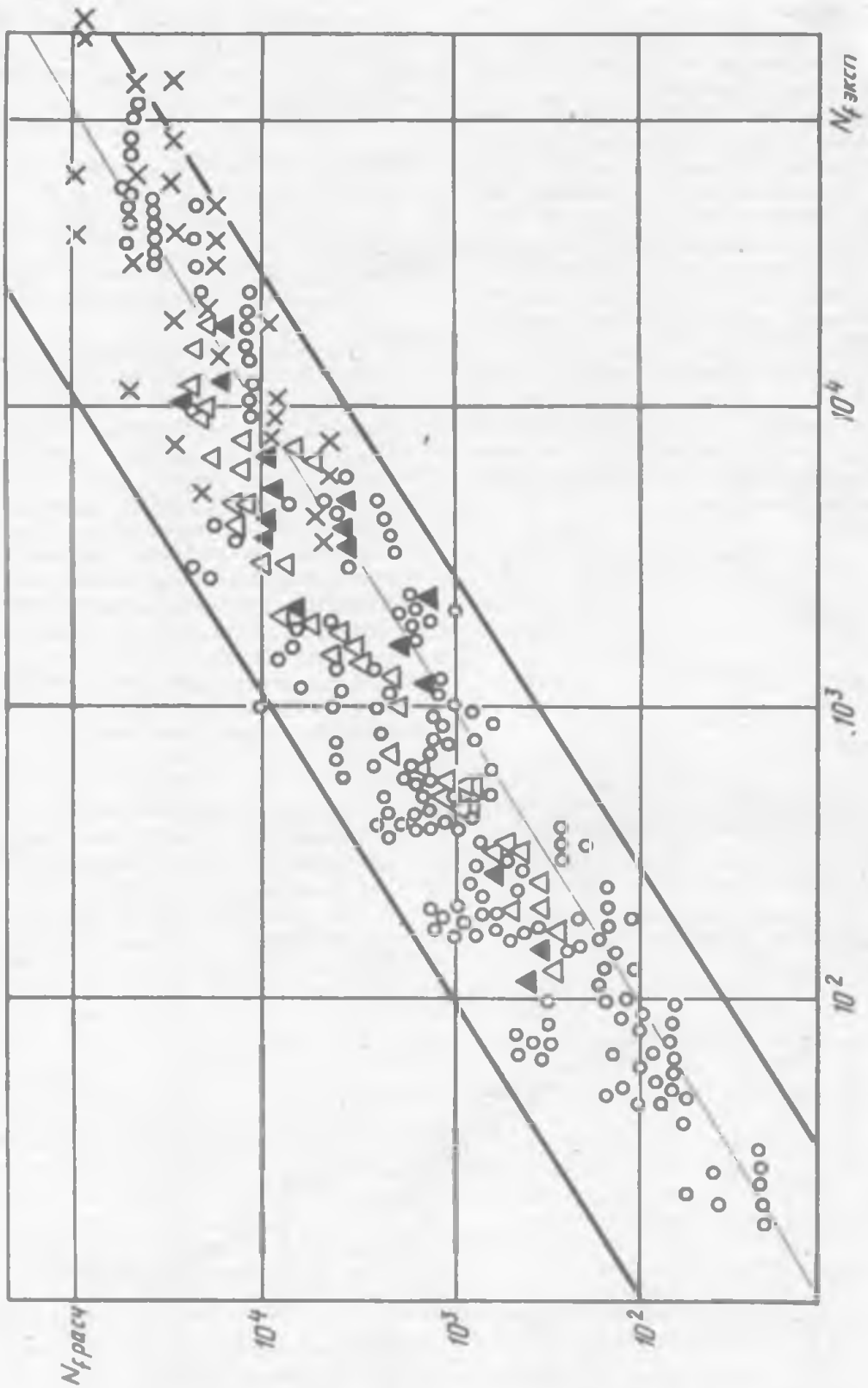


Рис. 28.18. Сопоставление значений долговечностей, рассчитанных по уравнениям (28.11)—(28.12), и экспериментальных, полученных при жестком нагружении для некоторых конструкционных материалов

данной долговечности, когда для большинства материалов достигается состояние, близкое к циклической стабилизации. В ряде случаев в выражении (28.11) используют (вместо ε_p) значения ε циклической упругопластической деформации.

Зависимости типа (28.11) были предложены для описания условий разрушения при жестком нагружении в области малых чисел циклов, когда разрушение определяет пластическая составляющая деформации ($N_f < 10^3$). Однако с увеличением числа циклов до разрушения пластическая деформация становится соизмеримой с упругой, в связи с чем необходима соответствующая модификация уравнений.

В работе [11] в целях распространения зависимостей на область числа циклов нагружения порядка 10^6 и дифференциации влияния упругой и пластической составляющих деформации уравнения кривых усталости предложены в виде

$$\varepsilon = \frac{3{,}5\sigma_в}{E} N^{-0.12} + \left(\ln \frac{1}{1-\psi}\right)^{0.6} N^{-0.6};$$

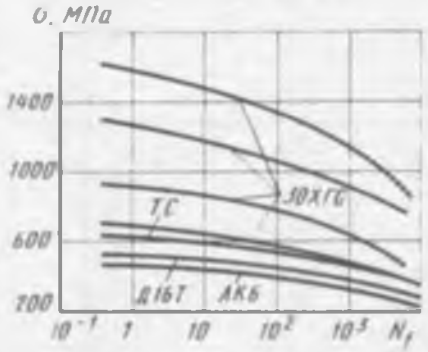


Рис. 28.19. Кривые усталости конструкционных материалов при мягком нагружении

$$\varepsilon = \frac{1}{2N^{0.5}} \ln \frac{1}{1-\psi} + \frac{2\sigma_{-1}}{E}, \qquad (28.12)$$

где ε — упругопластическая деформация в цикле нагружения; σ_{-1} — предел усталости; E — модуль упругости; $\sigma_в$ — временное сопротивление.

В уравнениях (28.12) при малом числе циклов преобладает влияние $\varepsilon_p \left[\frac{1}{2N^{0.5}} \times \right.$ $\left. \times \frac{1}{1-\psi} \text{ и } N^{-0.6}\left(\ln \frac{1}{1-\psi}\right)^{0.6}\right]$, которое меняется с ростом N усилением влияния зависимости от упругой деформации $\varepsilon_e [3{,}5\sigma_в/EN^{0.12}$ и $2\sigma_{-1}/E]$.

Соответствие экспериментальных долговечностей расчетным, определенных по уравнениям (28.11) и (28.12), наблюдают у конструкционных сталей и сплавов в пределах разброса до одного порядка по числу циклов до разрушения (рис. 28.18).

Если при малоцикловом жестком нагружении прочность коррелирует в основном с характеристиками пластичности материала при однократном разрушении, то в условиях мягкого нагружения основное влияние оказывают [3, 6] статические прочностные свойства (рис. 28.19).

Уравнение кривой усталости при мягком нагружении приближенно может быть представлено в следующем виде:

$$\sigma N^{\nu} = \sigma_в N_в^{\nu}, \qquad (28.13)$$

где $\nu = \lg(\sigma_в/\sigma_{-1})/\lg(N_{\sigma_{-1}}/N_{\sigma_в})$; $N_{\sigma_в}, N_{\sigma_{-1}}$ — число циклов до разрушения соответственно на уровнях пределов прочности и усталости материала (рис. 28.20).

Для некоторых конструкционных материалов в первом приближении можно незави-

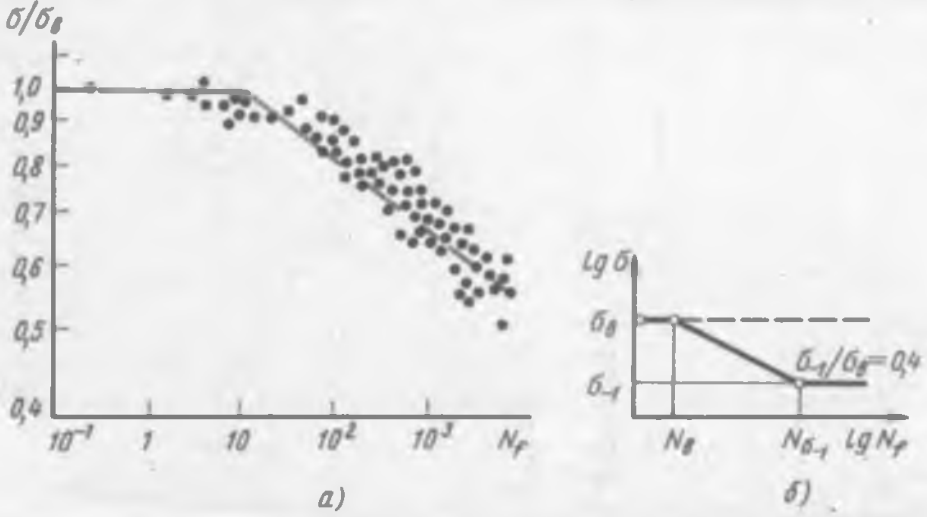


Рис. 28.20. Единая кривая малоцикловой усталости (*а*) и схема ее образования (*б*) при мягком нагружении для некоторых конструкционных материалов

симо от типа материала принять $N_в = 10$ и $N_{\sigma_{-1}} = 10^6$. Тогда

$$\nu = 0{,}21\lg(\sigma_в/\sigma_{-1}). \qquad (28.14)$$

Известна корреляция между пределом усталости и временным сопротивлением материала:

$$\sigma_{-1} \approx 0{,}46\sigma_в. \qquad (28.15)$$

С учетом этой зависимости для приближенной оценки циклической прочности при мягком нагружении (в пределах точности отношения $\sigma_{-1}/\sigma_в$) уравнение (28.14) преобразуют в формулу

$$\sigma N^{0.08} = \sigma_в N_в^{0.08}. \qquad (28.16)$$

Данные, подтверждающие для большого числа материалов достаточное соответствие эксперимента выражению (28.16) в области долговечностей $N \leqslant 10^4$ циклов, приведены на рис. 28.20. При использовании этой зависимости следует, однако, иметь в виду, что для некоторых материалов отношение $\sigma_{-1}/\sigma_в$ существенно отличается от зависимости (28.15), что влечет за собой значительную погрешность при выражении данных в виде формулы (28.16). К таким материалам относят аустенитную коррозионно-стойкую сталь 12Х18Н9Т и низколегированную низкоуглеродистую сталь 22К при нормальных и повышенных температурах, когда для описания результатов может быть рекомендовано уравнение (28.13). Для этих материалов принимают следующие значения параметров в уравнении (28.13) соответственно для сталей 12Х18Н9Т и 22К: $\sigma_в = 800$ и 600 МПа; $\sigma_{-1} = 200$ и 250 МПа; $N_в = 30$ и 50; $N_{\sigma_{-1}} = 10^5$ и 10^7.

Рассмотренные выше прочностные данные получены при мягком нагружении в условиях симметричного цикла. Асимметрия напряжений R_σ существенно влияет на долговечность в связи с особенностями сопротивления материалов деформированию при среднем напряжении. Так, для циклически стабильных и разупрочняющихся материалов в интервале напряжений, приводящих к квазистатическому разрушению, долговечность определяют по значению максимального напряжения цикла (рис. 28.21). У циклически упрочняющихся материалов с усталостным типом разрушения малоцикловую прочность характеризуют амплитудные значения напряжений (рис. 28.22).

Асимметрия цикла деформаций практически не влияет на долговечность в условиях жесткого нагружения заготовок из пластичных сталей и сплавов при умеренных значениях асимметрии. В таких случаях долго-

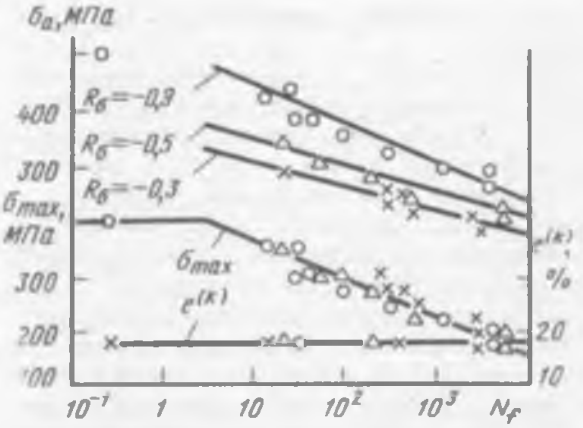


Рис. 28.21. Кривые усталости и пластичности при асимметричных режимах мягкого нагружения для стали 45

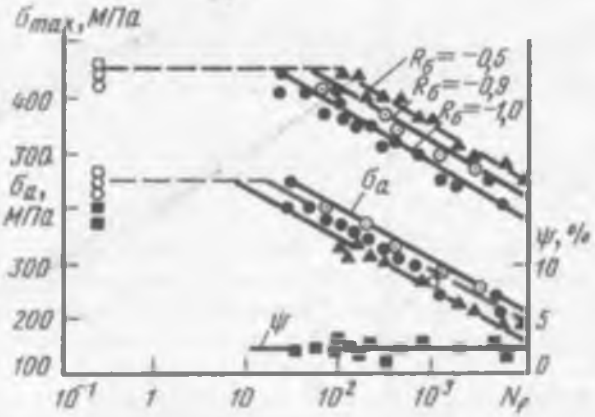


Рис. 28.22. Кривые усталости и пластичности при асимметричных режимах мягкого нагружения для алюминиевого сплава 896

вечность определяется единой кривой малоцикловой усталости (рис. 28.23).

Вместе с тем следует отметить, что при жестком нагружении, когда статическая составляющая деформации в цикле жесткого нагружения равна примерно половине значения пластичности при статическом разрыве образца, долговечность снижается. На рис. 28.24, *а* приведены соответствующие кривые малоцикловой усталости [2]. Так, при $e_m \approx 20\ \%$ и менее значения долговечности оказываются практически в пределах разброса экспериментальных данных. В то же время, когда средняя деформация $e_m \approx 40\ \%$, долговечность снижается до 5 раз по числу циклов.

Указанные особенности влияния асимметрии на долговечность при жестком нагружении могут быть [3, 6] аналитически описаны на основании уравнения (28.11):

$$N_f = \left(\frac{C_f - e_m}{\varepsilon_p}\right)^{\frac{1}{m_p}}. \qquad (28.17)$$

где e_m — средняя деформация в цикле нагружения.

На рис. 28.24, *б* показана соответствующая зависимость долговечности при $e_m/\varepsilon_p = 0 \ldots 0{,}8$. Влияние средней деформации в области чисел циклов $N_f > 10^2$ не проявляется, когда при проведении испытаний с постоянным значением e_m/ε_p статическая составляющая деформаций в цикле оказывается меньше характерного значения e_m.

Оценивая эффект асимметрии при жестком нагружении, необходимо подчеркнуть, что в общем случае статическая составляющая циклических деформаций может снижать долговечность, причем с ростом e_m влияние средней деформации постепенно усиливается и становится значительным, когда исходная пластичность материала существенно исчерпана в результате наклепа. При этом можно рекомендовать в области числа циклов до разрушения $1-10^4$ влиянием асимметрии деформаций на расчетные кривые малоцикловой усталости пренебрегать, если e_{max} или $e_m < 0{,}25\ \varepsilon_f$. Для больших значений $e_{max}(e_m)$ в уравнениях кривых малоцикловой усталости следует использовать коэффициенты C_f, уменьшенные на $e_{max}(e_m)$.

При числе циклов нагружения 10^4-10^5 асимметрию цикла нагружения учитывают способом, аналогичным применяемому в мно-

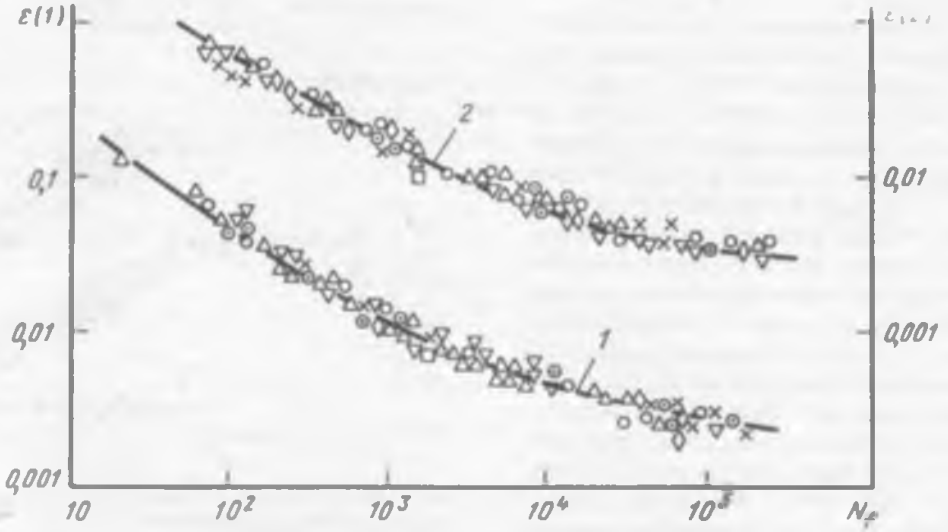


Рис. 28.23. Единая кривая усталости при асимметричных режимах жесткого нагружения для низкоуглеродистой стали A201 (*1*) и низколегированной стали A517 (*2*)

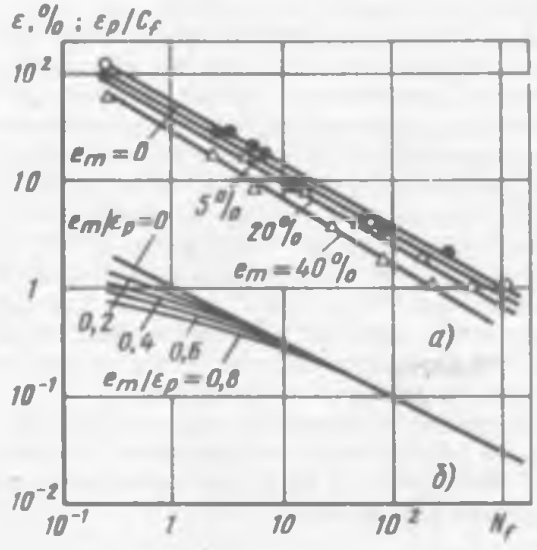


Рис. 28.24. Кривые усталости при жестком нагружении в зависимости от средней деформации для стали, содержащей 2,5 % Ni и до 1 % Cr и Mo

гоцикловой области [6, 14, 12].

Рассмотренные выше закономерности малоциклового разрушения при мягком и жестком симметричном и асимметричном нагружениях характеризуют условия, при которых достигается предельное состояние по разрушению; они пригодны либо для мягкого, либо для жесткого нагружений. Вместе с тем, как отмечено выше, для расчета на малоцикловую усталость элементов конструкций необходимы критерии, описывающие условия разрушения, по крайней мере, для мягкого и жесткого нагружений, а также для промежуточного между мягким и жестким условиями нагружения.

В настоящее время для указанных целей используют деформационно-кинетические критерии малоцикловой прочности, основанные на суммировании усталостных и квазистатических повреждений [3, 5, 6, 9, 12, 14]. Осуществляется линейное суммирование повреждений, вызванных циклическими и одно

нагружении для температур, когда временные эффекты незначительны, ползучесть не выражена, а пластичность изменяется во времени, например, вследствие старения, уравнение (28.20) имеет вид

$$\int_1^{N_f} \frac{dN}{N_{f_i}(t)} + \int_0^{e_f} \frac{de}{e_f(t)} = 1. \qquad (28.22)$$

Использование критериальных уравнений (28.20) и (28.22) предполагает в первом приближении независимое суммирование квазистатических и усталостных повреждений без разделения эффектов, вызываемых упругими и необратимыми (пластическими) деформациями. Принципиальным в этом случае является выпрос об использовании соответствующей системы базовых данных при определении компонент повреждений.

Расчет усталостного повреждения базируется на кривой усталости, получаемой экспериментально при жестком нагружении в условиях соответствующей температуры.

Деформационную способность используют при вычислении квазистатического повреждения. Эту характеристику получают при статическом разрыве с различной длительностью при соответствующей температуре испытания. Диапазон времени разрушения выбирают с учетом ресурса изделия, применительно к которому оценивают повреждения. Квазистатическое повреждение в первом приближении принимают не зависящим от знака деформации в конструктивном элементе (деформация растяжения или сжатия).

Базовые данные должны быть получены с учетом формы и размеров образцов (при интерпретации результатов лабораторных испытаний), а также типа напряженного состояния и степени концентрации напряжений в конструктивном элементе (при расчете деталей машин или конструкций), определяющих в первую очередь стеснение предельных деформаций статического разрушения и, следовательно, снижение деформационной способности [3, 6, 7]. Расчет повреждений ведут в инвариантных к типу напряженного состояния величинах.

Уравнения (28.20) и (28.22) определяют условия достижения предельного состояния по моменту образования трещины малоцикловой усталости. Проведена широкая экспериментальная проверка этих уравнений. Программа испытаний охватывала различные конструкционные материалы и типы нагружения (мягкое, жесткое с симметрией и асимметрией по напряжениям и деформациям,

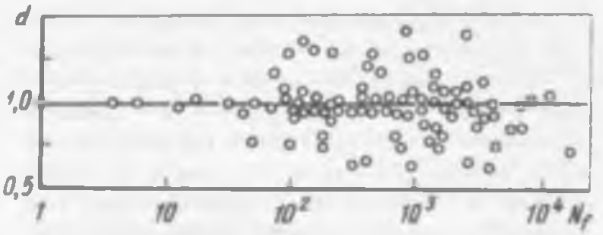


Рис. 28.26. Распределение суммарного накопленного повреждения по числу циклов до разрушения при мягком и жестком режимах малоциклового нагружения конструкционных материалов

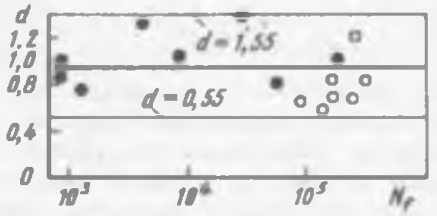


Рис. 28.27. Накопление суммарного $d = d_l + d$ повреждения при регулярном периодическом (●) и нестационарном случайном (○) малоцикловом нагружении

блочное, случайное), что позволило дозировать долю усталостного повреждения и повреждения от накопления односторонних деформаций (квазистатическое повреждение) вследствие циклической анизотропии свойств, асимметрии и т. п. На рис. 28.26 и 28.27 приведены экспериментальные данные, полученные при мягком, жестком и случайном режимах нагружения. Разброс накопленного суммарного повреждения d для всех рассмотренных режимов нагружения находится в пределах 0,5—1,5, что соответствует разбросу экспериментальных данных в малоцикловом диапазоне чисел циклов до разрушения.

Наибольшие экспериментально полученные значения накопленных [3, 6] повреждений приблизительно равны двум, что наблюдается при однократном переходе с режима на режим, т. е. когда практически отсутствует взаимное влияние повреждений. Получаемые сравнительно большие значения суммарных повреждений в таких условиях нагружения дают при расчете долговечности заниженный результат, т. е. запас прочности увеличивается.

В целом следует подчеркнуть, что при расчете накопленных повреждений необходимо соблюдение основных методических требований [3, 6], причем неучет их влияния на результаты оценки накопления повреждений может давать отклонения величин суммарного повреждения от единицы в пределах

сторонне накопленными деформациями, с учетом их кинетики по циклам и во времени, а также изменения механических свойств конструкционного материала в процессе малоциклового нагружения, в частности, в связи с деформационным старением и охрупчиванием. Усталостные повреждения связываются с циклическими деформациями, квазистатические — с односторонне накопленными.

Доля усталостного повреждения

$$d_i=\int_1^{N_f}\frac{dN}{N_{f_i}}, \qquad (28.18)$$

где N — число циклов нагружения; N_{f_i} — число циклов, определяемое при заданной в цикле нагружения деформации по кривой малоцикловой усталости в условиях жесткого нагружения; N_f — число циклов до разрушения (появления трещины).

Доля квазистатического повреждения

$$d_s=\int_0^{e_f}\frac{de}{e_f}, \qquad (28.19)$$

где e — односторонне накопленная в процессе статического и циклического нагружения деформация; e_f — односторонне накопленная деформация к моменту разрушения (появления трещины); ε_f — деформационная способность материала.

Нижний предел интегрирования в уравнении (28.18) принимают равным единице, так как при исходных нагружениях конструктивных элементов ($N=0$), как правило, в максимально напряженных зонах возникают значительные деформации, резко уменьшающиеся уже с первого цикла нагружения ($N=1$). За счет деформации предварительного нагружения в таких случаях (рис. 28.25) происходит в основном накопление квазистатических повреждений, в силу чего долю усталостных повреждений, вносимых в цикл исходного нагружения, можно из рассмотрения исключить.

Предельное состояние по условиям малоциклового разрушения наступает при

$$d_i+d_s=\int_1^{N_f}\frac{dN}{N_{f_i}}+\int_0^{e_f}\frac{de}{\varepsilon_f}=1. \qquad (28.20)$$

Условия прочности по критериям усталостного и квазистатического разрушения

$$\int_1^{N_f}\frac{dN}{N_{f_i}}\leqslant 1 \text{ и } \int_0^{e_f}\frac{de}{\varepsilon_f}\leqslant 1. \qquad (28.21)$$

Уравнение (28.20) используют как для нормальных, так и для повышенных температур. В настоящее время накоплено достаточно экспериментальных данных, подтверждающих возможность применения этого уравнения при малоцикловом нагружении для различных температур, когда отсутствуют или слабо выражены временные эффекты. При изотермическом малоцикловом

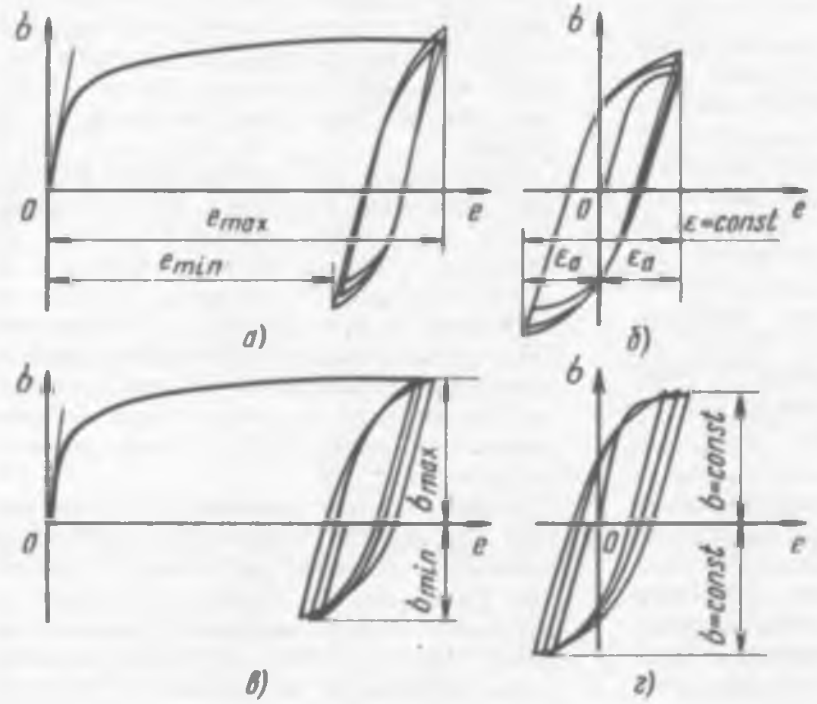


Рис. 28.25. Характер процесса упругопластического деформирования при жестком (*а*, *б*) и мягком (*в*, *г*) симметричном (*б*, *г*) и асимметричном (*а*, *в*) режимах нагружения

0,1—10. Правильная интерпретация данных позволяет получать хорошее согласование результатов экспериментов и расчета в соответствии с деформационно-кинетическими критериями по уравнениям (28.20) и (28.22) для различных режимов нагружения, температур, сталей и сплавов, обладающих контрастными свойствами (деформационно-стареющих, циклически разупрочняющихся, а также упрочняющихся и стабилизирующихся) [3, 6].

Особый интерес для обоснования расчетов на малоцикловую прочность имеют исследования при сложном напряженном состоянии [1, 3—6, 9, 11, 14 и др.]. Данные по малоцикловой усталости при двухосном напряженном состоянии получены [1] для материалов, из которых в основном изготовляют сосуды давления. Выполнена серия испытаний на циклический изгиб круглых и консольных пластин. При этом в первом случае реализован случай двумерного поля деформаций, когда радиальная и окружная составляющие деформации равны ($\varepsilon_r / \varepsilon_\theta = 1$), а во втором — одноосное деформированное и двухосное напряженное состояние с отношением главных напряжений 2:1. Результаты испытаний показывают (рис. 28.28), что малоцикловая долговечность в значительной мере зависит от вида напряженного состояния.

Исследование способов представления данных в инвариантных к деформированному состоянию величинах показало [1] возможность использования интенсивности полной деформации. Полагая, что для исследуемых вариантов сложного напряженного состояния $\gamma_{xy} = \gamma_{xz} = \gamma_{zx} = 0$, и определяя на основании постоянства объема характерные параметры деформированного состояния ($\varepsilon_x = \varepsilon$, $\varepsilon_y = \varepsilon$, $\varepsilon_z = -2\varepsilon$ для изгиба круглых пластин и $\varepsilon_x = \varepsilon$, $\varepsilon_y = 0$, $\varepsilon_z = -\varepsilon$ для изгиба консольных пластин), находим по предлагаемому критерию эквивалентные деформации для сопоставления данных эксперимента. Для первого варианта испытаний $\varepsilon_i = 2\varepsilon$, для второго $\varepsilon_i = 1{,}115\,\varepsilon$. Рассматриваемый критерий (рис. 28.28) дает хорошее соответствие расчетных и экспериментальных данных для сравнительно контрастных видов сложных напряженных состояний.

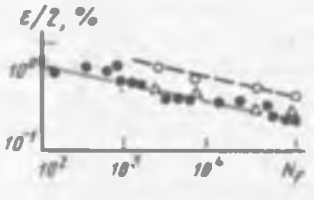


Рис. 28.28. Исследование малоцикловой усталости при плоском напряженном состоянии в условиях нагружения, близких к жесткому, стали А-302:

○ — плоский изгиб консольной пластины (продольная линейная деформация); △ — то же (интенсивность деформаций); ● — изгиб круглой пластины (интенсивность деформаций)

Результаты исследований по применению деформационно-кинетического критерия малоцикловой прочности в условиях сложного нагружения приведены в работе [5]. Эксперименты выполняли на образцах из стали 15Х2МФА при нормальной и повышенной (400 °С) температурах. Испытывали тонкостенные трубчатые образцы при знакопеременном кручении с наложением одноосного или двухосного растяжения. Проводили нагружение циклическим крутящим моментом и постоянными во времени осевой силой и внутренним давлением. Режим циклического нагружения — жесткий, симметричный по деформациям.

На основании уравнения кривой малоцикловой усталости, описываемой уравнением $\gamma_a N_f^m = C_f$ или $\sqrt{3}\varepsilon_i N_f^m = C_f$ при циклическом кручении, определяли долю усталостного повреждения

$$d_f = \int_1^{N_f} \left(\frac{\sqrt{3}\varepsilon_i}{C_f} \right)^{\frac{1}{m}} dN, \qquad (28.23)$$

причем характеристики C_f и m подбирали из условия соответствия расчетной кривой экспериментальным данным при циклическом кручении. Амплитуда интенсивности деформаций в цикле

$$\varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + (\varepsilon_y - \varepsilon_z)^2 + (\varepsilon_x - \varepsilon_z)^2 + 3/2\gamma_{xy}^2}$$

Доля статического повреждения

$$d_f = \int_1^{N_f} \frac{e_i}{e_f} dN, \qquad (28.24)$$

где $e_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(e_x - e_y)^2 + (e_y - e_z)^2 + (e_z - e_z)^2 + 3/2\gamma_{xy}^2}$ — приращение интенсивности односторонней деформации за цикл;

$$e_f = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(e_{1_f} - e_{2_f})^2 + (e_{2_f} - e_{3_f})^2 + (e_{3_f} - e_{1_f})^2} \qquad (28.25)$$

— интенсивность деформации, соответствующая разрушению при однократном статическом нагружении (деформационная способность).

В такой трактовке деформационно-кинетический критерий малоцикловой прочности имеет вид

$$\int_1^{N_f}\left(\frac{\sqrt{3}e_i}{C_f}\right)^{\frac{1}{m}}dN+\int_1^{N_f}\frac{e_i}{e_f}dN=1. \qquad (28.26)$$

Эксперименты, проводимые на образцах из стали 15Х2МФА, показали, что амплитуда деформации и накопление односторонней деформации за цикл с ростом числа циклов нагружения изменялись несущественно. Это позволило считать e_i и e_i постоянными, и в результате зависимость (28.26) принимала вид

$$\left(\frac{\sqrt{3}e_i}{C_f}\right)^{\frac{1}{m}}N+\frac{e_i}{e_f}=1 \qquad (28.27)$$

Необходимые для расчета интенсивности деформаций данные об изменении линейных деформаций в осевом и окружном направлениях определяли экспериментально в процессе испытаний. Третью компоненту деформации (в радиальном направлении) вычисляли, основываясь на гипотезе о постоянстве объема.

Особенно важно при вычислении долговечности по формулам (28.24) и (28.27) корректно определять деформационную способность в зависимости от вида напряженного состояния. При этом в качестве возможного параметра жесткости напряженного состояния может быть использовано отношение [7]

$$\Pi=(\sigma_1+\sigma_2+\sigma_3)/\sigma_i. \qquad (28.28)$$

В работе [5] деформационная способность теплоустойчивой стали 15Х2МФА исследована при видах напряженного состояния, соответствующих достаточно широкому диапазону изменения параметра Π: при чистом кручении $\Pi=0$, при чистом растяжении $\Pi=1$, при кручении с растяжением $0\leqslant\Pi\leqslant2$, при трехосном растяжении $2{,}5\leqslant\Pi\leqslant4{,}2$.

Оказалось, что при варьировании жесткости напряженного состояния в пределах $1\leqslant\Pi\leqslant2$, характерных для работы материалов в опасных зонах реальных конструктивных элементов, деформационная способность может снижаться в 30—40 раз и составлять для весьма пластичного материала (например, для стали 15Х2МФА) всего 4—6 % (рис. 28.29).

Полученные в результате расчета по формулам (28.23), (28.24) и уточненным значениям деформационной способности зависимости суммарных накопленных повреждений от числа циклов нагружения представлены

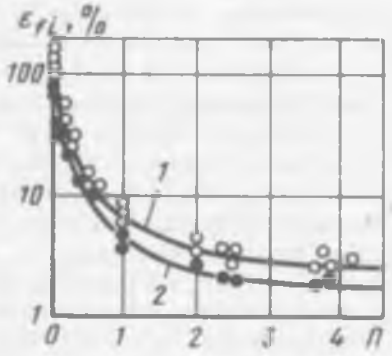


Рис. 28.29. Зависимость располагаемой пластичности стали 15Х2МФА от параметра жесткости напряженного состояния для температур 20 (кривая *1*) и 400 °С (кривая *2*)

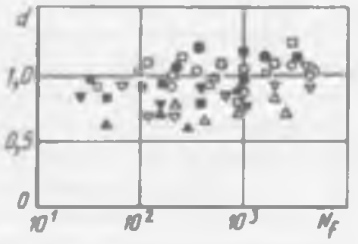


Рис. 28.30. Зависимость суммарного накопленного повреждения от числа циклов при малоцикловом нагружении (при температуре 400 °С) тонкостенных трубчатых образцов из стали 15Х2МФА при сложном напряженном состоянии

на рис. 28.30. Разброс накопленных повреждений лежит в пределах 0,5—1,2. При этом оценка разрушающего числа циклов, проведенная по критерию (28.27), показала достаточное соответствие результатов расчета и экспериментов во всем исследованном диапазоне циклических деформаций и наложенных статических напряжений (рис. 28.31). Отклонение по долговечности не превышало двукратного.

Таким образом, с учетом приведенных выше результатов исследований для расчета малоцикловой прочности при неоднородном напряженном состоянии следует использовать интерпретацию в интенсивностях деформаций или максимальных сдвиговых деформациях, причем несовпадение данных при расчетах с использованием указанных теорий оказывается незначительным; по теории максимальных касательных напряжений обеспечивается несколько больший запас прочности.

Рассмотрим температурно-временные факторы в связи с расчетом сопротивления материала и детали малоцикловому разрушению. Как отмечалось, методы определения долговечности изложены выше для уровней температур, когда реологические эффекты

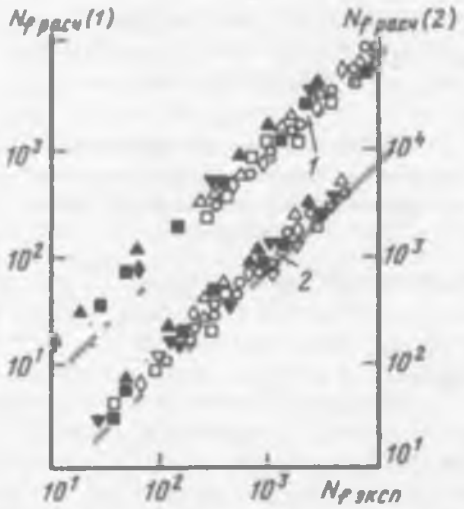


Рис. 28.31. Сопоставление расчетных $N_{f\,расч}$ и экспериментальных $N_{f\,эксп}$ долговечностей стали 15Х2МФА при малоцикловом нагружении в условиях сложного напряженного состояния при температурах:

1 — при 20 °С; *2* — при 400 °С

практически отсутствуют. Однако и при таких умеренных температурах в отдельных случаях характеристики прочности и пластичности, а также кривая малоцикловой усталости могут несколько меняться. Это особенно характерно для температур деформационного старения, когда прочность повышается, пластичность уменьшается, а кривая усталости сдвигается в область меньших чисел циклов до разрушения.

В связи с указанным расчет на прочность необходимо проводить с использованием характеристик, получаемых при рабочих температурах. На рис. 28.32 показаны значения накопленного повреждения, вычисленные на основании критериальных зависимостей (28.20) и (28.22) для сталей 12Х18Н9Т и 22К при повышенной температуре. Соответствие расчетных и экспериментальных значений оказывается достаточным. При этом для изде-

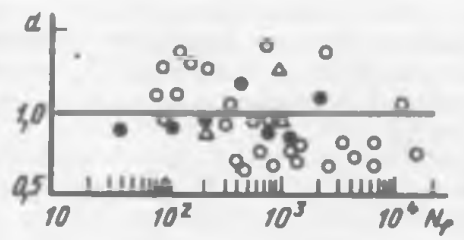


Рис. 28.32. Накопленное повреждение при малоцикловом нагружении аустенитной коррозионностойкой и низкоуглеродистой сталей при повышенных температурах:

○ — сталь 12Х18Н9Т (при 500 °С); ● — сталь 22К (при 350 °С); △ — сталь 22К (при 270 °С)

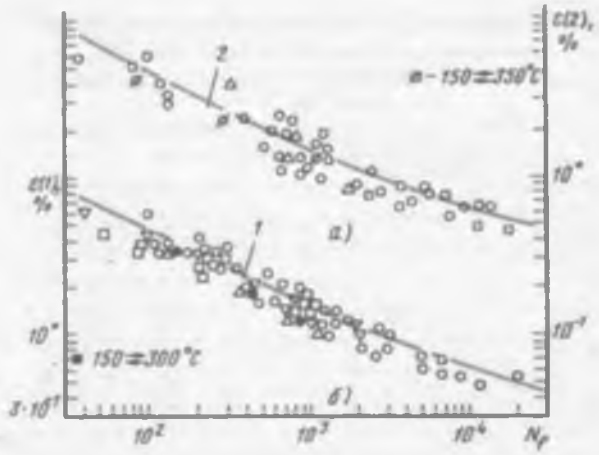


Рис. 28.33. Кривые усталости при изотермическом и неизотермическом жестком нагружении стали

лий, работающих в диапазоне температур, охватывающем температуры деформационного старения, рассчитывают минимальные характеристики с целью получения результатов, идущих в запас прочности.

Еще одним фактором при расчете на прочность является неизотермичность нагружения элементов конструкций в рабочих условиях. В связи с этим важно прежде всего определить влияние на кривую малоцикловой усталости переменности температур в процессе деформирования.

Установлено [3, 6], что при температурах, когда временные эффекты слабы, сопротивление малоцикловому разрушению при жестком нагружении не зависит от формы цикла нагрева. На рис. 28.33 в качестве примера показаны кривые усталости теплоустойчивой стали (*2*) и стали 22К (*1*) при постоянных температурах, а также при неизотермическом нагружении. В пределах разброса данных все экспериментальные точки для каждой из сталей образуют свою единую кривую малоцикловой усталости. Максимальные температуры при испытаниях достигали 300—350 °С.

Таким образом, на основании исследований сопротивления материалов малоцикловой усталости в диапазоне температур, при которых реологические эффекты отсутствуют, не учитывается неизотермичность нагружения при назначении расчетных характеристик сопротивления усталости.

В рассматриваемом диапазоне температур характеристики статической прочности и пластичности, а также характеристики малоцикловой усталости практически остаются неизменными при различных частотах и длительностях испытаний. В табл. 28.5 и 28.6 для стали 22К приведены данные по статической прочности и пластичности при

28.5. Зависимость характеристик статической прочности и пластичности стали 22К от длительности испытаний до разрыва (при 300 °С)

Скорость перемещения захвата, мм/мин	Время разрушения, мин	$\sigma_{0,2}$	$\sigma_в$	ψ, %
		МПа		
5	1,5	113	376	45,1
0,5	14	135	433	45,9
0,05	105	115	425	46,9

28.6. Зависимость долговечности стали 22К от частоты и времени нагружения (при 300 °С)

Параметр испытания	Размах циклической деформации, %			
	3,16	3,0	1,45	1,54
Скорость перемещения захвата, мм/мин	5	0,5	5	0,5
Общее время до разрушения, мин	315	2640	896	8658
Число циклов до разрушения	291	269	1059	963

длительности испытаний до разрыва 1,5—105 мин и сопротивлению усталости при частотных нагружениях 1 и 0,1 цикл/мин в условиях нагрева до температуры 300—350 °С.

Вместе с тем необходимо подчеркнуть, что расчет напряженно-деформированного состояния элементов конструкций необходимо проводить с учетом формы цикла нагружения и нагрева. Последнее обстоятельство определяется тем, что возникновение термических напряжений в конструкциях существенно зависит от распределения температур по поверхности и сечению элементов. Форма цикла нагрева является важным фактором, влияющим на кинетику формирования температурных полей и вызываемых ими термических напряжений.

Наряду с учетом температурно-временных эффектов при расчетах на малоцикловую прочность необходимо путем постановки соответствующих экспериментов оценивать масштабный эффект, влияние параметров шероховатости поверхности, коррозии и т. п. [6, 8, 13, 14].

28.2. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ МАЛОМ ЧИСЛЕ ЦИКЛОВ НАГРУЖЕНИЯ

Метод расчета на прочность и долговечность элементов машин и конструкций при малоцикловом нагружении

Общие положения. Расчет [6, 12] на прочность и долговечность при малоцикловом нагружении распространяется на элементы конструкций и детали машин, которые при эксплуатации подвержены действию механических и тепловых нагрузок в диапазоне числа циклов нагружения до 10^5. Проверочный расчет выполняют после выбора основных размеров по соответствующим нормам проектирования и определения статической прочности.

Несущую способность по моменту образования трещин элементов конструкций (корпусов энергетических и химических аппаратов, трубопроводов, разъемных соединений, сосудов давления, насосов и т. д.) при циклическом нагружении определяют либо по предельным местным деформациям (напряжениям) для чисел циклов, равных эксплуатационным, либо по предельным числам циклов для деформаций (напряжений) от эксплуатационных нагрузок. Предельные состояния могут создаваться в зонах концентрации напряжений от силовых и температурных нагрузок, вне зон концентрации от действия местных температурных напряжений и напряжений компенсации в компенсирующих устройствах.

Максимальная температура цикла, при которой оценивают несущую способность элементов конструкций, равна 450 °С для аустенитных хромоникелевых сталей и 350 °С для углеродистых и низколегированных сталей. При этих температурах деформации ползучести и длительные статические повреждения малы и при расчете их не учитывают. Указанный метод оценки несущей способности при циклическом нагружении не распространяется на те случаи, когда в элементах конструкций и машин возникают деформации ползучести.

Расчет на прочность при малоцикловом нагружении элементов конструкций для заданных условий эксплуатации (число циклов, асимметрии цикла, максимальная температура) проводят по критериям квазистатического и усталостного разрушения. Квазистатические разрушения возникают вследствие накопления в процессе малоциклового нагружения односторонних пластических де

формаций, равных деформациям при однократном статическом разрушении. Усталостные разрушения с образованием трещин происходят вследствие накопления усталостных повреждений. Несущую способность по долговечности и деформациям (напряжениям) рассчитывают, а также оценивают по результатам испытаний моделей узлов или натурных элементов конструкций при малоцикловом нагружении (с учетом конструктивных форм штатных изделий, применяемых материалов и технологии изготовления, числа циклов нагружения при эксплуатации, температур и т. д.).

Расчет несущей способности выполняют на основании анализа общих и местных деформаций (или напряжений) элементов конструкций и по расчетным кривым усталости или по данным малоцикловых испытаний лабораторных образцов.

Местные деформации в элементах конструкций и деталях машин определяют по данным упругого или упругопластического расчета или по данным измерений деформаций на моделях и на натурных конструкциях для заданных эксплуатационных нагрузок. При расчете местных деформаций используют кривые (диаграммы) циклического деформирования, получаемые по результатам испытаний лабораторных образцов, или расчетные кривые деформирования, построенные по кривым статического деформирования.

В расчетах несущей способности учитывают число циклов нагружения, температуру, асимметрию цикла деформаций (напряжений), нестационарность нагружения, уменьшение пластичности при технологических и монтажных операциях или деформационном старении, наличие сварных швов и др.; в этих расчетах не учитывают повышение характеристик прочности в результате деформационного старения, коррозию, фактическую последовательность режимов нагружения. Метод не распространяется на расчеты циклической прочности на стадии развития трещин.

В результате расчета прочности при малоцикловом нагружении определяют коэффициенты запаса прочности по деформациям (напряжениям) и по долговечности, которые не должны быть ниже требуемых. По запасам прочности, вводимым в уравнения кривых усталости, строят кривые допустимых амплитуд деформаций (напряжений) и допустимых чисел циклов, что позволяет свести расчеты к сопоставлению действующих амплитуд и чисел циклов с допустимыми.

Выбор более низких значений запасов прочности по сравнению с нормативными должен быть обоснован более точными методами расчета и испытаниями модельных или натурных элементов конструкций и деталей машин.

Расчетные нагрузки, напряжения, деформации и температуры

Рабочий цикл — изменение во времени основных параметров (давления, температуры) от одних крайних значений до других и обратно.

Цикл изменения деформаций (напряжений, температур) — изменение деформаций (напряжений, температур) от исходного значения с переходом через максимальное и минимальное алгебраическое значение до первоначальной; в течение рабочего цикла может быть один или несколько циклов изменения деформаций (напряжений, температур).

Расчетная температура — максимальная температура рассчитываемого элемента для заданного цикла деформаций (напряжений).

Режим нагружения — процесс изменения деформаций (напряжений), характеризуемый определенными уровнями расчетной температуры и циклических деформаций (напряжений).

При определении несущей способности по критериям сопротивления малоцикловому нагружению учитывают силовые и температурные нагрузки: внутреннее и наружное давление, собственную массу изделия и его содержимого, массу других присоединенных элементов, реакции опор и трубопроводов, температурные воздействия, вибрации, сейсмические нагрузки. Учитывают также остаточные напряжения (деформации) от сварки однородных и неоднородных материалов, которые суммируют с напряжениями (деформациями) от указанных выше нагрузок.

Сопротивление циклическому нагружению рассчитывают с учетом асимметрии цикла по амплитудам местных максимальных (упругих или упругопластических) деформаций, определяемых расчетом или экспериментально. Местные деформации e могут быть представлены в условных упругих напряжениях σ^*, равных произведению деформаций на модуль упругости при расчетной температуре t.

При определении деформаций (напряжений) учитывают номинальные мембранные напряжения от механических нагрузок; мембранные напряжения в зонах действия внешних сосредоточенных нагрузок (в местах присоединения фланцев, днищ, патрубков и т. д.), номинальные напряжения изгиба; температурные напряжения (номинальные, местные, изгиба), возникающие в результате неравномерного распределения температур или из-за

различия коэффициентов термического расширения конструкционных материалов; напряжения компенсации.

Местные максимальные деформации (напряжения) в зонах концентрации (в отверстиях, резьбах, пазах, радиусах скруглений, буртиках и усилениях сварных швов и т. д.) рассчитывают с учетом названных напряжений. По компонентам деформаций (напряжений) вычисляют приведенные (по той или иной теории прочности) деформации (напряжения). При определении напряженно-деформированного состояния конструктивного элемента для исходного (статического) нагружения в случаях, когда приведенные максимальные деформации (напряжения) превышают предел текучести, расчет выполняют по компонентам деформаций, определяемым экспериментально или при упругопластическом расчете. При этом используют диаграмму статического растяжения конструкционного материала при расчетной температуре.

После получения значений напряжений и деформаций при исходном нагружении расчет проводят в циклической постановке. Если при решении задачи о повторных нагружениях размахи приведенных деформаций (напряжений) превышают удвоенный предел текучести, компоненты определяемых величин находят экспериментально или расчетом с использованием диаграмм циклического деформирования. При отсутствии диаграмм циклического упругопластического деформирования в расчет вводят условную диаграмму циклического деформирования, получаемую удвоением значений деформаций и напряжений, взятых по кривой статического растяжения при расчетной температуре.

При известных из расчета или эксперимента главных деформациях e_1, e_2, e_3 $(e_1 \geqslant e_2 \geqslant e_3)$ и главных напряжениях $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ значения приведенных деформаций (напряжений) определяют по теории наибольших касательных напряжений. Если расчетные упругие деформации (напряжения), вычисленные при значении коэффициента Пуассона $\mu = 0{,}3$, превышают предел текучести, то приведенные деформации (напряжения) определяют при следующих значениях коэффициента:

для зон концентрации напряжений $\mu = 0{,}5 - 0{,}2\ \sigma_{0.2}/\sigma^*_{np}$;

вне зон концентрации $\mu = 0{,}5 - 0{,}2\ \sigma_{0.2}/\sigma^*_{np}$.

Приведенные циклические деформации (напряжения) и соответствующие им числа циклов нагружений устанавливают по данным об эксплуатационных механических и температурных нагрузках, зависящих от конструкции, режима нагружения и ресурса установки. Для каждого расчетного цикла нагружения устанавливают также расчетные температуры рассматриваемых элементов конструкций. При определении приведенных деформаций (напряжений) необходимо учитывать направления и величины нормальных и касательных составляющих напряжений, линейных и сдвиговых деформаций от различных нагрузок; при этом предварительно выбирают направления осей координат (для прямоугольной, цилиндрической или сферической системы координат).

На основании анализа условий эксплуатации составляют последовательность режимов работы и для принятой последовательности расчетом в упругой постановке определяют значения шести составляющих деформаций (напряжений): трех составляющих нормальных напряжений и линейных деформаций и трех составляющих касательных напряжений и сдвиговых деформаций без учета концентрации напряжений, по которым определяют три главных напряжения (для большинства элементов конструкций при этом расчете определяют значения главных деформаций e_1, e_2, e_3 и главных напряжений σ_1, σ_2, σ_3);

главным напряжениям и деформациям для одного из режимов (например, пуска или стационарного) присваивают индексы i, j, k;

для зафиксированных главных площадок i, j, k строят зависимость изменения деформаций e_i, e_j, e_k и напряжений σ_i, σ_j, σ_k при последующих расчетных режимах;

для моментов времени $\tau_1, \tau_2, \ldots, \tau_k$, соответствующих достижению экстремальных значений деформаций и напряжений в заданном i-м режиме: $e_{i\max}$, $e_{j\max}$, $e_{i\min}$, $e_{j\min}$, $e_{k\max}$, $e_{k\min}$ и $\sigma_{i\max}$, $\sigma_{i\min}$, $\sigma_{j\max}$, $\sigma_{j\min}$, $\sigma_{k\max}$, $\sigma_{k\min}$ — определяют текущие значения деформаций — e_i, e_j, e_k и напряжений — σ_i, σ_j, σ_k и приведенные деформации и напряжения (их алгебраические значения):

при τ_1

$$e_{i\max} - e_j,\ e_{i\max} - e_k,\ e_j - e_k,$$

$$\sigma_{i\max} - \sigma_j,\ \sigma_{i\max} - \sigma_k,\ \sigma_j - \sigma_k;$$

при τ_2

$$e_{i\min} - e_j,\ e_{i\min} - e_k,\ e_j - e_k,$$

$$\sigma_{i\min} - \sigma_j,\ \sigma_{i\min} - \sigma_k,\ \sigma_j - \sigma_k;$$

при τ_k

$$e_{k\min} - e_i,\ e_{k\min} - e_j,\ e_i - e_j,$$

$$\sigma_{k\min} - \sigma_i,\ \sigma_{k\min} - \sigma_j,\ \sigma_i - \sigma_j$$

— и строят зависимость приведенных деформаций и напряжений от времени для всех режимов;

по временным зависимостям определяют

максимальные размахи (или удвоенные амплитуды) приведенных деформаций и напряжений для каждого полуцикла:

$$2(e_i)_{пр}=(e_i-e_j)_{max}-(e_i-e_j)_{min};$$
$$2(\sigma_i)_{пр}=(\sigma_i-\sigma_j)_{max}-(\sigma_i-\sigma_j)_{min};$$
$$2(e_i)_{пр}=(e_i-e_k)_{max}-(e_i-e_k)_{min};$$
$$2(\sigma_i)_{пр}=(\sigma_i-\sigma_k)_{max}-(\sigma_i-\sigma_k)_{min};$$
$$2(e_k)_{пр}=(e_k-e_j)_{max}-(e_k-e_j)_{min};$$
$$2(\sigma_k)_{пр}=(\sigma_k-\sigma_j)_{max}-(\sigma_k-\sigma_j)_{min},$$

при этом максимальные $(e_{max})_{пр}$ и $(\sigma_{max})_{пр}$, а также минимальные $(e_{min})_{пр}$ и $(\sigma_{min})_{пр}$ приведенные деформации и напряжения имеют значения

$$(\sigma_{max})_{пр}=(\sigma_i-\sigma_j)_{max},\ (\sigma_i-\sigma_k)_{max},$$
$$(\sigma_j-\sigma_k)_{max}\geqslant 0;$$
$$(\sigma_{min})_{пр}=(\sigma_i-\sigma_j)_{min},\ (\sigma_i-\sigma_k)_{min},$$
$$(\sigma_j-\sigma_k)_{min}\leqslant 0.$$

Для многих элементов конструкций и деталей машин (при одноосном и плоском напряженных состояниях в стержнях, пластинах и оболочках) вторым положительным главным напряжением (деформацией) можно пренебречь.

Рассчитанные максимальные $(e_{max})_{пр}$ и $(\sigma_{max})_{пр}$, а также амплитудные $(e_a)_{пр}$ и $(\sigma_a)_{пр}$ значения деформаций (напряжений) от механических и температурных нагрузок для каждого полуцикла нагружения определяют на основании анализа их изменения во времени и используют в дальнейших расчетах, если они не превышают пределов текучести при расчетной температуре. Если эти условия не выполнены, приведенные деформации (напряжения) определяют из упругопластического расчета.

Определяя приведенные местные деформации (напряжения) по данным расчетов аналитическими или численными методами (например, методом конечных элементов) или по данным испытаний модельной или натурной конструкции при эксплуатационных t-х режимах нагружения получают значения деформаций с учетом эффекта концентрации. При этом циклическую прочность определяют по указанным выше местным деформациям (напряжениям).

При отсутствии экспериментальных данных о значениях местных напряжений и деформаций в зонах концентрации в расчет вводят коэффициенты концентрации деформаций K_e (условных упругих напряжений K_σ^*), равные приведенным теоретическим коэффициентам $(\alpha_\sigma)_{пр}$ концентрации напряжений, когда значения получаемых местных напряжений и деформаций находятся в пределах упругости.

Для определения приведенных теоретических коэффициентов концентрации $(\alpha_\sigma)_{пр}$ для каждой из составляющих главных напряжений σ_i, σ_j, σ_k (механические нагрузки) используют соответствующие теоретические коэффициенты концентрации напряжений α_{σ_i}, α_{σ_j}, α_{σ_k} с учетом того, что для равномерно распределенных и линейно распределенных напряжений изгиба коэффициенты концентрации напряжений α_{σ_i}, α_{σ_j}, α_{σ_k} различны, также различны и теоретические коэффициенты концентрации температурных напряжений $(\alpha_{\sigma_i})_t$, $(\alpha_{\sigma_j})_t$, $(\alpha_{\sigma_k})_t$ для составляющих главных напряжений от температурных нагрузок. Последние определяют расчетом по коэффициентам концентрации напряжений α_{σ_i}, α_{σ_j}, α_{σ_k} для условий равномерного одноосного растяжения, учитывающих влияние градиента температур по толщине, с использованием приближенной формулы

$$(\alpha_{\sigma_i})_t=1+q_t(\alpha_{\sigma_i}-1),$$

где q_t — коэффициент, $q_t=1$ — для напряжений, обусловленных равномерно распределенной составляющей температурного поля; $q_t=0{,}5$ — для напряжений, обусловленных линейно распределенной составляющей температурного поля.

Для напряжений, обусловленных нелинейной составляющей температурного поля и получаемых вычитанием линейно распределенных напряжений, принимают $q_t=0{,}3$ при распределении температур в зоне рассматриваемой точки, описываемом квадратичной параболой; $q_t=0{,}15$ при распределении температур по кубической параболе; $q_t=0{,}08$ при распределении температур по параболе четвертой степени; $q_t=0$ при распределении температур по параболе более высоких степеней.

Определив суммарные приведенные местные деформации (напряжения), получаемые на основе указанных выше компонентов и теоретических коэффициентов концентрации напряжений, и отношение их к соответствующему суммарному приведенному напряжению, устанавливают значение $(\alpha_\sigma)_{пр}$.

При образовании в зонах концентрации упругопластических деформаций коэффициент концентрации деформаций определяют приближенно (с погрешностью в запас прочности):

$$K_e=(\alpha_\sigma)_{пр}^2/K_\sigma=K_\sigma^*,$$

где K_σ — коэффициент концентрации напряжений в упругопластической области (при упругих деформациях $K_\sigma=\alpha_\sigma$). Формула для

$K_e(K_\sigma^*)$ применима при $(\alpha_\sigma)_{пр} \leqslant 3{,}5$. При больших значениях $(\alpha_\sigma)_{пр}$ использование этой формулы дает результаты, идущие в запас прочности.

При определении максимальной местной деформации цикла $(e_{max})_{пр}$ и амплитуды местной деформации $(e_a)_{пр}$ следует принять соответственно

$$K_\sigma = \frac{\sigma'_{0,2}}{E(e_{max})_{пр}} = \frac{\sigma'_{0,2}}{(\sigma^*_{max})_{пр}}$$

или

$$K_\sigma = \frac{\sigma'_{0,2}}{E(e_a)_{пр}} = \frac{\sigma'_{0,2}}{(\sigma^*_a)_{пр}},$$

где $\sigma'_{0,2} = 0{,}5(\sigma'^{max}_{0,2} + \sigma'^{min}_{0,2})$, т. е. предел текучести равен полусумме пределов текучести при максимальной и минимальной температуре полуцикла. При этом $1 \leqslant K_\sigma \leqslant (\alpha_\sigma)_{пр}$. Если в зонах концентраций расположены сварные швы, то в формуле значение $\sigma'_{0,2}$ принимают для металла шва, но оно не должно быть выше значения предела текучести для основного металла.

Для уточненной оценки K_e (с учетом упрочнения материала в упругопластической области) используют формулу

$$K_e = K^*_\sigma = \left\{ K^*(\alpha_\sigma)_{пр} \frac{e_{пр}E'}{\sigma'_{0,2}} - 1 \right\} (\alpha_\sigma)_{пр},$$

где $e_{пр}E' = (\sigma^*)_{пр}$ — приведенное напряжение (амплитуда и максимальное) без учета концентрации напряжений; $\sigma'_{0,2}$ — предел текучести; K^* — коэффициент, зависящий от $(\alpha_\sigma)_{пр}$ и показателя упрочнения $m^{(0)}$ при статическом нагружении (нулевой полуцикл) (табл. 28.7).

Показатель $m^{(0)}$ определяют в зависимости от сужения $\psi^{(0)}_*$ и отношения $\sigma'_{0,2}/\sigma'_в$, принимаемого максимальным в интервале температур цикла (табл. 28.8).

Если при определении эксплуатационных местных деформаций e^*_{max} и e^*_a (или напряжений $\sigma^{*'}_{max}$ и $\sigma^{*'}_a$) в условиях повышения градиентов напряжений с учетом $K_e = K^*_\sigma = (\alpha_\sigma)_{пр}$ получают $e^*_{max}E' = \sigma^{*'}_{max} < \sigma'_{0,2}$, $e^*_a E' = \sigma^*_a < \sigma'_{0,2}$, то коэффициент концентрации $K_e = K^*_\sigma$ для определения местных деформаций $e'_{max}(\sigma^{*'}_{max})$ или $e^*_a(\sigma^{*'}_a)$, для которого выполняется указанное условие, вычисляют из соотношения

$$K_e = K^*_\sigma = 1 + q^*[(\alpha_\sigma)_{пр} - 1],$$

где q^* — коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений ($q^* \leqslant 1$);

$$q^* = q + [(1-q)/(\sigma'_{0,2} - \sigma'_{-1})]\left[(\alpha_\sigma)_{пр} e_{пр}E' - \sigma'_{-1}\right]$$

Коэффициент q не зависит от асимметрии цикла напряжений. В зависимости от относительного градиента напряжений и отношения предела текучести $\sigma'_{0,2}$ к временному сопротивлению $\sigma'_в$ стали принимать:

$q = 1$ для зон концентрации у переходных поверхностей, выкружек, опорных устройств корпусов, патрубков, у отверстий для болтов и шпилек крепления крышки к корпусу, у отверстий в крышке и днище и т. д. (при радиусах закругления в зонах концентрации более 40 мм для $\sigma'_{0,2}/\sigma'_в = 0{,}4 \ldots 0{,}8$);

$q = 0{,}9$; 0,95; 1 для зон концентрации у переходных поверхностей, выкружек отверстий в трубных досках, у скруглений в местах перехода трубопроводов к фланцам (при радиусах закруглений в пределах 10—40 мм отношение $\sigma'_{0,2}/\sigma'_в$ соответственно равно 0,4; 0,6 и 0,8);

$q = 0{,}7$; 0,8 и 0,9 для закруглений в вершинах пазов и опорных буртиков для усилений сварных швов (при радиусах закруглений 4—10 мм отношение $\sigma'_{0,2}/\sigma'_в$ соответственно равно 0,4; 0,6 и 0,8);

$q = 0{,}3$; 0,6 и 0,8 для резьбы в шпильках, болтах, фланцах (при радиусах закругления менее 1 мм отношение $\sigma'_{0,2}/\sigma'_в$ соответственно равно 0,4; 0,6 и 0,8).

При других значениях отношений $\sigma'_{0,2}/\sigma'_в$ и радиусов закруглений значение q устанавливают линейной экстраполяцией.

28.7. Значения коэффициента K^*

$(\alpha_\sigma)_{пр}$	Показатель упрочнения $m^{(0)}$						
	0,3	0,25	0,18	0,13	0,07	0,04	0,0
1,5	0,26	0,32	0,38	0,44	0,48	0,53	0,64
2,0	0,32	0,38	0,45	0,50	0,55	0,60	0,70
3,0	0,31	0,37	0,43	0,50	0,56	0,65	0,70
5,0	0,29	0,35	0,42	0,51	0,57	0,68	0,75

28.8. Значения показателя $m^{(0)}$

$\sigma'_{0,2}/\sigma'_в$	ψ_*		
	10	20	30—60
0,3	0,29	0,27	0,35
0,5	0,21	0,17	0,19
0,7	0,11	0,11	0,13
0,9	0,05	0,06	0,07
0,95	0,02	0,03	0,04
1,0	0,00	0,00	0,00

Примечание. Допускается отношение $\sigma'_{0,2}/\sigma'_в$ принимать для температуры, соответствующей окончанию полуцикла нагружения.

При определении максимальных $(e_{max})_{пр}$ или σ^*_{max} и амплитудных $(e_a)_{пр}$ или $(\sigma^*_a)_{пр}$ местных деформаций от силовых и температурных нагрузок для зон концентрации соответствующие значения напряжений умножают на соответствующие им коэффициенты концентрации.

Если амплитудные или максимальные приведенные деформации (или напряжения) цикла превышают предел текучести $e^l_{0,2}(\sigma^l_{0,2})$, то $(e_{max})_{пр}$ [или $(\sigma^*_{max})_{пр}$] и $(e_a)_{пр}$ [или $(\sigma^*_a)_{пр}$] должны быть определены по упругопластическому расчету. При этом для их определения используют диаграмму статического (для исходного нулевого полуцикла) или циклического (для последующих полуциклов) деформирования. Значения $(e_a)_{пр}$ и $(\sigma^*_a)_{пр}$ находят по результатам вычисления размахов деформаций в полуциклах нагружения, составляющих принятую последовательность режимов работы при эксплуатации, с использованием диаграммы циклического деформирования.

Диаграммы статического деформирования в координатах получают по данным статических испытаний лабораторных образцов при растяжении или рассчитывают по следующим формулам:

$$\sigma = eE^l \text{ при } e \leqslant \sigma^l_\tau/E^l;$$

$$\sigma = \sigma^l_\tau \left(e/e^l_\tau\right)^{m^{(0)}} \text{ при } e \geqslant \sigma^l_\tau/E^l,$$

где e — деформация при статическом нагружении; σ^l_τ — предел текучести (пропорциональности) с допуском на пластическую деформацию 0,02 %; e^l_τ — деформация предела текучести; $e^l_\tau = \sigma^l_\tau/E^l$; $m^{(0)}$ — показатель упрочнения,

$$m^{(0)} = 0{,}75\frac{\lg\left(S^l_k/\sigma^l_{0,2}\right)}{\lg\left[\ln\frac{100}{100-\psi^l}\left(\sigma^l_{0,2}/E^l + 0{,}2\cdot 10^{-2}\right)^{-1}\right]},$$

где S^l_k — истинное сопротивление разрушению; определяют как разрушающее напряжение в шейке по данным испытаний или по формуле (для пластичных низкоуглеродистых и низколегированных сталей)

$$S^l_k = \sigma^l_в\left(1 + 1{,}4\psi^l/100\right),$$

ψ^l — сужение образца в шейке.

Предел текучести определяют по экспериментальным данным или рассчитывают по формуле

$$\sigma^l_\tau = \left[\frac{\sigma^l_{0,2}}{\left(E^l\cdot 0{,}2\cdot 10^{-2} + \sigma^l_{0,2}\right)^{m^{(0)}}}\right]^{1/\left(1-m^{(0)}\right)}$$

Диаграммы циклического деформирования (начало координат в точке начала разгрузки) получают экспериментально или при $e \leqslant \ln\frac{100}{100-\psi_в}$ рассчитывают:

$$S = eE^l \text{ при } e \leqslant S^l_\tau/E^l;$$

$$S = S^l_\tau\left(e/e^l_\tau\right)^{m^{(k)}} \text{ при } e \geqslant S^l_\tau/E^l,$$

где S^l_τ — циклический предел текучести (пропорциональности) с допуском на пластическую деформацию 0,04 %; e^l_τ — деформация циклического предела текучести, $e^l_\tau = S^l_\tau/E^l$; $m^{(k)}$ — показатель упрочнения при циклическом нагружении.

Значение S^l_τ определяют экспериментально или подсчитывают по формуле $S^l_\tau = 2\sigma^l_\tau$, тогда $e^l_\tau = 2e^l_\tau$; показатель $m^{(k)} = 2m^{(0)}/(m^{(0)} + \bar{A})$, где $\bar{A}$ — параметр диаграммы циклического деформирования, $\bar{A} = 0{,}16\left(1 + \left(1 - \sigma^l_{0,2}/\sigma^l_в\right)^{-1}\right)$. При $\sigma^l_{0,2}/\sigma^l_в \leqslant 0{,}8$ допускается (что идет в запас прочности) принимать $m^{(k)}$ равным $m^{(0)}$.

Характеристики сопротивления циклическому нагружению устанавливают для расчетных температур с учетом температурных зависимостей модуля упругости E^l, предела текучести $\sigma^l_{0,2}$ и временного сопротивления $\sigma^l_в$, относительного сужения ψ^l и предела выносливости σ^l_{-1}. При расчете конструкций, изготовляемых из материалов с пониженной пластичностью в интервале эксплуатационных температур (при температурах деформационного старения), характеристики пластичности принимают в соответствии с минимальным значением ψ^l. Увеличение $\sigma^l_{0,2}$, $\sigma^l_в$ и σ^l_{-1} за счет старения материала в расчете не учитывают.

При $e_{max}E^l$ коэффициент асимметрии цикла деформаций

$$r^* = R_e = (e_m - e_a)/(e_m + e_a) = e_{min}/e_{max} =$$

$$= \sigma^*_{min}/\sigma^*_{max} = (\sigma^*_m - \sigma^*_a)/(\sigma^*_m + \sigma^*_a) = R^*_\sigma.$$

Эту формулу применяют для определения коэффициента при расчете пластической составляющей амплитуды разрушающих деформаций в зависимости от числа циклов по критерию разрушения при жестком нагружении (усталостное разрушение). Учитывая только эксплуатационные нагрузки, определяют

$$e_m = e^* - e_a \text{ или } \sigma^*_m = \sigma^{**} - \sigma^*_a,$$

где $e^* = \max\limits_i\left\{\frac{e_{max}}{|e_{max} - e_a|}\right\}$

или $\sigma^{**} = \max\limits_i\left\{\frac{\sigma^*_{max}}{|\sigma^*_{max} - 2\sigma^*_a|}\right\}$

При расчете упругой составляющей амплитуды разрушающих деформаций в зависимости от числа циклов (с учетом остаточных напряжений) для определения коэффициента асимметрии цикла $r=R_\sigma$ применяют ту же формулу, что и для r^*. В этом случае

$$e_m E' = \sigma^*_m = \sigma^t_{0,2} - e_a E',$$

если $(e_m + e_a) E' \geqslant \sigma^t_{0,2}$

и $e_m E' = \sigma^*_m = e_a E' - \sigma^t_{0,2}$,

если $|(e_m + e_a) E'| \geqslant \sigma^t_{0,2}$.

Для расчета упругой составляющей амплитуды деформаций при $e_a E' = \sigma^*_a \geqslant \sigma^t_{0,2}$ коэффициент асимметрии $r=1$. Амплитуды разрушающих деформаций в зависимости от числа циклов по критерию разрушения при мягком нагружении (квазистатическое разрушение) рассчитывают с учетом коэффициента асимметрии цикла r. Коэффициенты r и r^* для данного режима нагружения используют при определении разрушающих амплитуд деформаций e_a (условных упругих напряжений σ^*_a) и чисел циклов; коэффициент асимметрии во всех случаях при $|r,\ r^*| \geqslant 1$ и $|r,\ r^*| < -1$ принимают равным -1.

Остаточные деформации (напряжения), возникающие после сварки и других технологических операций (гибки, правки, наклепа), $e_o = \sigma_o$ учитывают при определении коэффициентов асимметрии r путем их алгебраического суммирования с деформациями (напряжениями) от нагрузок; при этом значение $e_o E' = \sigma_o$ принимают не более $\sigma^t_{0,2}$ для основного металла или металла шва и в расчете используют только остаточные деформации (напряжения) растяжения.

Остаточные пластические деформации e_o (независимо от их направления), возникающие после указанных выше технологических операций, определяют по изменению пластичности металла экспериментально при статическом растяжении или на основании значений расчетных или экспериментально измеренных остаточных пластических деформаций.

Если на основные деформации (напряжения) $e_{max}(\sigma_{max})$ и $e_a(\sigma_a)$ от механических и тепловых нагрузок накладываются высокочастотные вибрационные напряжения с амплитудой $e_{a\,в}(\sigma_{a\,в})$ (от механических, гидродинамических и аэродинамических вибраций и от местных температурных пульсаций потоков жидкостей и газов), то вибрационные деформации (напряжения) при стационарных режимах учитывают через коэффициенты асимметрии цикла r^* и r. Для переходных эксплуатационных режимов вибрационные деформации (напряжения) учитывают, вводя коэффициенты снижения долговечности, зависящие от соотношения амплитуд $e_{a\,в}/e_{a\Sigma}(\sigma^t_{a\,в}/\sigma^t_{a\Sigma})$ и частот $f_в/f$.

Определение разрушающих напряжений и долговечности

Если эксплуатационные местные деформации (напряжения) $e^*_a(\sigma^*_a)$ и $e^*_m(\sigma^*_m)$ от силовых и температурных нагрузок в конструкции определены экспериментально или из решения упругой или упругопластической задачи, то независимо от циклических свойств металлов разрушающие амплитуды деформаций (напряжений) для конструкции при заданном числе циклов N до разрушения или число циклов N до разрушения при заданной разрушающей амплитуде деформаций $e_a = e^*_a$ (напряжений σ^*_a) по критерию усталостного разрушения (жесткое нагружение) определяют по формуле

$$e_a = \frac{1}{(4N)^{m_p} + \dfrac{1+r^*}{1-r^*}} \ln \frac{100}{100-\psi^t} + \frac{\sigma^t_{-1}/E^t}{1 + \dfrac{\sigma^t_{-1}}{\sigma^t_в}\dfrac{1+r}{1-r}} = \frac{\sigma^*_a}{E^t}$$

где E^t — модуль продольной упругости; ψ^t — относительное сужение; σ^t_{-1} — предел выносливости на базе 10^6 циклов; $\sigma^t_в$ — временное сопротивление; m_p — характеристика металла.

Значения характеристик E^t, $\sigma^t_в$, ψ^t как для основного металла, так и для металла сварных швов (но не выше, чем для основного металла) принимают в соответствии с минимальными гарантированными значениями.

Показатель степени m_p для низкоуглеродистых низколегированных и высоколегированных сталей с $\sigma^t_в = 300 \ldots 700$ МПа принимают равным 0,5. При $700 \leqslant \sigma^t_в \leqslant 1200$

$$m_p = 0{,}5 + K_m (\sigma^t_в - 700),$$

где K_m — коэффициент, $K_m = 0{,}0002$.

При отсутствии экспериментальных данных о значениях предела выносливости для указанных сталей с $300 \leqslant \sigma^t_в \leqslant 700$ принимают

$$\sigma^t_{-1} = K_{-1}\sigma^t_в,$$

где $K_{-1} = 0{,}4$.

При $\sigma^t_в = 700 \ldots 1200$ МПа $K_{-1} = 0{,}4 - K_m(\sigma^t_в - 700)$.

При $\sigma^t_в \leqslant 1200$ МПа значение ψ^t определяют из равенства: $\psi^t = \psi^t_в$ для $\psi^t_в \leqslant 30\ \%$ и

$\psi^t = 15 + 0{,}5\,|\psi|$ для $|\psi| > 30\ \%$.

Для уточненной оценки $e_a(\sigma_a^*)$ и N по критерию усталостного разрушения допускается использование формулы

$$e_a = \frac{1}{(4N)^{m_e} + \frac{1+r^*}{1-r^*}} \ln \frac{100}{100-\psi^t} + \frac{\sigma_a^t/E^t}{(4N)^{m_e} + \frac{1+r}{1-r}} = \frac{\sigma_a^*}{E^t},$$

где m_e — характеристика материала.

При отсутствии соответствующих данных можно принять $m_e = 0{,}132 \lg \sigma_a^t/\sigma_{-1}^t$.

Если местные деформации e_a^*, e_m^* (напряжения σ_a^*, σ_m^*), возникающие от силовых и температурных нагрузок, определены экспериментально или при решении упругой или упругопластической задачи, то для циклически разупрочняющихся металлов разрушающие амплитуды e_a деформаций при заданном числе циклов N или числе циклов N до разрушения при заданной амплитуде деформаций по критерию разрушения при мягком нагружении определяют по формуле

$$e_a = \frac{\bar{A}}{N^{m_1}} (\alpha_\sigma)_{ap}^2 \frac{1-r}{2} \ln \frac{100}{100-\psi_a^t} + \frac{\sigma_{-1}^t/E^t}{1 + \sigma_{-1}^t/\sigma_a^t \frac{1+r}{1-r}} = \frac{\sigma_a^*}{E^t},$$

где $\bar{A}$ — характеристика свойств материала; ψ_a^t — относительное сужение образца при напряжениях, равных временному сопротивлению; m_1 — характеристика материала, зависящая от циклических свойств и асимметрии цикла напряжений; $(\alpha_\sigma)_{ap}$ — теоретический коэффициент концентрации напряжений.

Относительное сужение находят экспериментально или определяют по формуле

$$\psi_a^t = \psi^t \frac{1 - \sigma_{-1}^t/\sigma_a^t}{S_k^t/\sigma_a^t - \sigma_{0,2}^t/\sigma_a^t}.$$

Показатель степени

$$m_1 = \frac{1-r}{2}\left(1{,}2\sigma_{0,2}^t/\sigma_a^t - 0{,}35\right).$$

Коэффициент асимметрии r принимают равным r^*, если $e_{max}E^t = \sigma_{max}^* \leqslant \sigma_\tau^t$ и $e_aE^t = \sigma_a^* \leqslant \sigma_\tau^t$. При $e_{max}E^t = \sigma_{max}^* \geqslant \sigma_\tau^t$ и $e_aE^t = \sigma_a^* \leqslant \sigma_\tau^t$ можно пользоваться для уточненного расчета формулой

$$r = 1 - \frac{2e_a}{(e_{max})^{m^{(0)}}} = 1 - \frac{2\sigma_a^*}{(\sigma_{max}^*)^{m^{(0)}}},$$

при $e_{max}E^t = \sigma_{max}^* \geqslant \sigma_\tau^t$ и $e_aE^t = \sigma_a^* \geqslant \sigma_\tau^t$

$$r = 1 - 2/(e_{max})^{m^{(0)}\left(\frac{e_{max}-e_{min}}{2}\right)^{m^{(k)}}} = 1 - 2/(\sigma_{max}^*)^{m^{(0)}\left(\frac{\sigma_{max}^*-\sigma_{min}^*}{2}\right)^{m^{(k)}}}$$

Для уточненной оценки $e_a(\sigma_a^*)$ и N допускается применение формулы

$$e_a = \frac{\bar{A}}{N^{m_1}} (\alpha_\sigma)_{ap}^2 \frac{1-r}{2} \ln \frac{100}{100-\psi_a^t} + \frac{\sigma_a^t/E^t}{(4N)^{m_e} + \frac{1+r}{1-r}} = \frac{\sigma_a^*}{E^t}.$$

При определении коэффициентов запаса за расчетные принимают минимальные значения разрушающих амплитуд деформаций e_a (напряжений σ_a^*) и чисел циклов N, определенных по критериям разрушения при жестком и мягком нагружениях. Разрушающие амплитуды $e_{a\,c}(\sigma_{a\,c}^*)$ местных деформаций для металла сварных соединений (для рекомендованных техническими условиями режимов сварки и сварочных материалов) находят экспериментально в соответствии с методическими указаниями. При отсутствии экспериментальных данных о сопротивлении циклическому разрушению металла сварных соединений принимают

$$e_{a\,c} = \varphi_c e_a \left(\sigma_{a\,c}^* = \varphi_c \sigma_a^*\right),$$

где $e_a(\sigma_a^*)$ — разрушающая амплитуда деформаций (напряжений), определяемая для основного металла; φ_c — коэффициент, зависящий от вида и режимов сварки, сварочных материалов и термообработки (табл. 28.9). Для других видов сварки, сварочных и свариваемых материалов, не указанных в таблице, значения φ_c нужно определять экспериментально.

Для сварных соединений, прошедших термообработку, или без термообработки с остаточными растягивающими деформациями e_0 предел выносливости в уравнениях для амплитуд разрушающих деформаций определяют, предполагая симметричный цикл деформаций от механических и температурных нагрузок, по формуле

$$\sigma_{-1\,c}^t = \sigma_{-1}^t \left(1 - \sigma_0^t/\sigma_a^t\right),$$

где σ_{-1}^t и σ_a^t — предел выносливости и временное сопротивление металла сварного соединения, причем $\sigma_0^t = e_0E^t$; $\sigma_{-1}^t = K_{-1}\sigma_a^t$.

Для термически не обработанных сварных соединений можно принять $e_0E^t = \sigma_0 = \sigma_{0,2}^t$. Сжимающие остаточные напряжения в расче-

28.9. Значение коэффициента ψ_σ

Вид сварки	Сталь	Термообработка	ψ_σ
Ручная	Низкоуглеродистая	Без термообработки	0,8
	Низколегированная	Отпуск	1,0
	Аустенитная коррозионностойкая	Без термообработки	
		Отпуск	
Автоматическая дуговая	Низкоуглеродистая	Без термообработки	0,9
	Низколегированная	Отпуск	1,0
Электрошлаковая	Низкоуглеродистая	Нормализация, отпуск	
	Низколегированная	Закалка, отпуск	0,8
Аргонодуговая	Низколегированная	Без термообработки	1,0
		Отпуск	
	Аустенитная коррозионностойкая	Без термообработки	
		Отпуск	

те не учитывают. Концентрация напряжений и деформаций в сварных соединениях, обусловленная изменением геометрии, вызванной сварным швом (например, не удаленным усилением стыкового шва), учитывается в соответствии с рекомендациями данного метода расчета.

Для сварных соединений с неполным проплавлением (щелевые сварные швы) в местах сваривания тонких патрубков с обечайками, крышками, днищами или приваривания элементов жесткости и фланцев разрушающие амплитуды $e_{a\,m}(\sigma^*_{a\,m})$ для заданного числа циклов N получают из уравнения для амплитуд разрушающих деформаций как отношение:

$$e_{a\,m} = e_{a\,n}/K_\sigma(\sigma^*_{a\,m} = \sigma^*_{a\,n}/K^*_\sigma),$$

где $K_\sigma(K^*_\sigma)$ — эффективный коэффициент концентрации деформаций (напряжений) (рис. 28.34); $e_{a\,n}(\sigma^*_{a\,n})$ — номинальные деформации (напряжения) в зоне щелевого сварного шва.

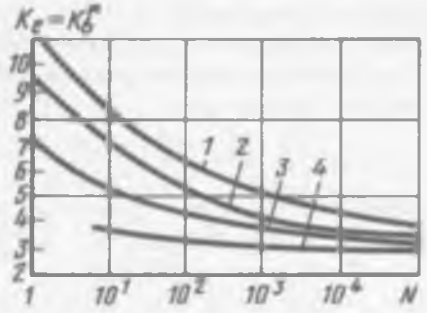


Рис. 28.34. Эффективные коэффициенты концентрации деформаций для щелевых сварных швов: *1* — низколегированные, циклически разупрочняющиеся стали ($\sigma^t_{0,2}/\sigma^t_a > 0,7$) при осевом нагружении; *2* — низкоуглеродистые и низколегированные циклически стабильные стали ($0,4 \leqslant \sigma^t_{0,2}/\sigma^t_a \leqslant 0,65$) при осевом нагружении; *3* — аустенитные коррозионно-стойкие стали ($0,3 \leqslant \sigma^t_{0,2}/\sigma^t_a \leqslant 0,6$) при осевом нагружении; *4* — указанные выше стали при изгибе

При сочетании в конструкции изгиба и растяжения для каждой из составляющих номинальных напряжений используют соответствующие значения $K_\sigma(K^*_\sigma)$. При расчете щелевых сварных соединений коэффициенты запаса $n_\sigma = 1,25$ и $n_N = 2,1$.

Если элементы конструкций подвергают предварительной пластической деформации e_n, то в расчетные уравнения для амплитуд разрушающих деформаций вместо характеристик пластичности $\ln\frac{100}{100-\psi^t}$ и $\ln\frac{100}{100-\psi^t_a}$ необходимо ввести характеристики пониженной пластичности $\ln\frac{100}{100-\psi^t} - K_n e_n$ и $\ln\frac{100}{100-\psi^t_a} - K_n e_n$, где K_n — коэффициент, зависящий от температуры предварительного пластического деформирования и типа стали ($K_n \geqslant 1$).

Повышение характеристик прочности $\sigma^t_{0,2}$, σ^t_a и σ^t_{-1} за счет предварительных пластических деформаций и старения в расчетах не учитывают, но изменение отношения $\sigma^t_{0,2}/\sigma^t_a$ принимается во внимание. Для низкоуглеродистых и низколегированных сталей, склонных к деформационному старению (в случае предварительного пластического деформирования в диапазоне температур старения), $K_n = 1,2$. Если в конструкциях при неравномерных предварительных пластических деформациях возникают остаточные деформации (напряжения) $e_o(\sigma_o)$, то их учитывают в соответствии с рекомендациями данного метода расчета.

Рассчитывая конструкции, изготовленные из деформационно-стареющих сталей и эксплуатируемые при повышенных температурах, включая температуры деформационного старения, учитывают снижение характеристик пластичности ψ_l' и ψ_a' и не учитывают повышение характеристик прочности $\sigma_{0.2}'$, σ_a'. В формулы для амплитуд разрушающих деформаций вводят минимальные значения характеристик ψ_l' и ψ_a' для рабочего диапазона температур и соответствующие рабочей температуре характеристики $\sigma_{0.2}'$, σ_a'.

Эффект коррозионных воздействий учитывают в зависимости от типа коррозии (общей или местной), характера коррозионной среды, ее давления и скорости обтекания детали, а также длительности коррозионного воздействия, частоты нагружения и концентрации напряжений. Снижение долговечности за счет коррозионных повреждений оценивают по экспериментальным данным. При отсутствии таких данных долговечность для низкоуглеродистых и низколегированных сталей в коррозионной среде (при равномерной коррозии) определяют по формуле

$$N_{a.c} = N(1 - \beta_{a.c}),$$

где N — число циклов до разрушения; $\beta_{a.c}$ — коэффициент влияния среды; $\beta_{a.c} = K_c \lg N \beta_{a.c} < 1$ для частот 0,1—1 Гц.

При осуществлении специальных мероприятий по снижению коррозионного воздействия водной среды (водоочистка, ограничение содержания кислорода, хлоридов и др.) можно принять $K_c = 0{,}02 \ldots 0{,}05$. При числах циклов $N \leqslant 10^4$ и воздействии водных и паровых сред без предварительной очистки $K_c = 0{,}1$. С повышением давления от 0,1 до 10 МПа при специальной водоочистке коэффициент K_c линейно увеличивается до 0,2. Уменьшение частоты нагружения на один порядок по сравнению с указанным выше приводит к увеличению K_c на 10—15 %.

Наложение на основные циклы изменения деформаций e_a вибрационных воздействий (от гидродинамических, механических и тепловых пульсаций) с амплитудами $e_{a.a}$ и частотами f_a приводит к снижению долговечности. Число циклов до разрушения с учетом наложения вибраций

$$N_a = N/\varkappa_a,$$

где N — число циклов до разрушения; $\varkappa_a$ — коэффициент вибраций, $\varkappa_a \geqslant 1$:

$$\varkappa_a = (f_a/f)^{V(\sigma_{a.a}/\sigma_{a\Sigma})},$$

где V — коэффициент, зависящий от материала образца, определяют экспериментально, $V < 2$ (см. ниже);

$$e_{a\Sigma} = e_a + e_{a.a} \; (\sigma_{a\Sigma}^* = \sigma_a^* + \sigma_{a.a}^*).$$

Сталь	V
Низкоуглеродистая	1,3
Среднеуглеродистая и низколегированная	1,8
Аустенитная коррозионно-стойкая	1,6

Определение прочности и долговечности деталей машин и элементов конструкций

Коэффициент запаса прочности по местным деформациям e_a (напряжениям σ_a^*) для заданного режима нагружения

$$n_e = e_a/e_a^N = n_\sigma = \sigma_a^*/\sigma_a^{*N},$$

где e_a/σ_a^* — разрушающие амплитуды местных деформаций (напряжений), устанавливаемые для эксплуатационного числа циклов $N = N^* \leqslant 10^5$; $e_a^N(\sigma_a^{*N})$ — амплитуда местных деформаций (напряжений) в наиболее нагруженной при эксплуатации зоне рассчитываемого на прочность конструктивного элемента.

Коэффициент запаса по долговечности

$$n_N = N/N^*,$$

где N — разрушающее число циклов для эксплуатационных уровней деформаций $e_a = e_a^N(\sigma_a^* = \sigma_a^{*N})$ при $N \leqslant 10^5$; N^* — эксплуатационное число циклов нагружения.

Численные значения коэффициентов $n_e(n_\sigma)$ и n_N устанавливают с учетом типа конструкций и машин, условий их эксплуатации и ответственности, опыта проектирования и изготовления, точности расчетов и задания исходной информации, рассеяния характеристик нагруженности и механических свойств.

Для сосудов давления, трубопроводов, корпусов, листовых конструкций, применяемых в энергетическом и химическом машиностроении, при производстве строительных материалов, в магистральных газопроводах, запасы прочности $[n_e, n_\sigma] = 2$ и $n_N = 10$.

Для элементов конструкций и деталей машин с высокой исходной концентрацией напряжений (щелевые сварные соединения, резьбовые соединения и др.) или для элементов, испытывающих действие только высоких температурных напряжений от резких перепадов температур по толщине стенки, можно принять $[n_e, n_\sigma] = 1{,}5$, а $n_N = 3$.

В тех случаях, когда по расчету в соответствии с настоящим методом не удается обеспечить запасы прочности $n_e(n_\sigma)$ и n_N, их снижение возможно только после проведения модельных или натурных испытаний в условиях, приближающихся к эксплуатационным (по конструкции, технологии изготовления и

нагружения). Если испытанию при эксплуатационных нагрузках подвергают натурные конструкции или полномасштабные модели, то запасы прочности при расчете по моменту образования трещин должны быть не ниже $[n_\sigma, n_\sigma] \geqslant 1{,}25$ и $n_N \geqslant 2{,}1$.

При циклических испытаниях допускают форсирование режимов нагружения (по механическим и тепловым нагрузкам). При этом пересчет результатов испытаний на натурные, а также назначение режимов форсированных испытаний проводят по уравнению для разрушающих деформаций (при испытаниях не допускается увеличивать механические нагрузки более чем в 1,5 раза и одновременно местные деформации больше чем в 3 раза по сравнению с эксплуатационными).

Допустимые амплитуды деформаций $[e_a]$ (напряжений $[\sigma_a^*]$) и числа циклов $[N]$ получают как минимальные из условий

$$[e_a]=[\varepsilon_a]=e_a/n_\varepsilon\left([\sigma_a^*]=\frac{\sigma_a^*}{n_\sigma}\right);$$

$$[N]=N/n_N,$$

где $e_a(\sigma_a^*)$, N — разрушающие амплитуды деформаций (напряжений) и число циклов до появления трещин для разрушающих деформаций; $n_\varepsilon(n_\sigma)$, n_N — запасы прочности по деформациям (напряжениям) и долговечности.

Вводя запасы $n_\varepsilon=n_\sigma$ и n_N в уравнение для амплитуд разрушающих деформаций (напряжений) получают систему двух уравнений для определения $[e_a]$ и $[N]$ по критерию усталостного разрушения:

$$[e_a]=\frac{\ln\dfrac{100}{100-\psi'}}{n_\varepsilon\left\{(4[N])^{m_\varepsilon}+\dfrac{1+r^*}{1-r^*}\right\}}+$$

$$+\frac{\sigma'_{-1}/E'}{n_\varepsilon\left(1+\sigma'_{-1}/\sigma'_a\dfrac{1+r}{1-r}\right)}=[\sigma_a^*]/E';$$

$$[e_a]=\frac{\ln\dfrac{100}{100-\psi'}}{(4n_N[N])^{m_\varepsilon}+\dfrac{1+r^*}{1-r^*}}+$$

$$+\frac{\sigma'_{-1}/E'}{1+\sigma'_{-1}/\sigma'_a\dfrac{1+r}{1-r}}=[\sigma_a^*]/E'.$$

Для уточненной оценки $[e_a]$ ($[\sigma_a^*]$) и $[N]$ запасы прочности $n_\varepsilon=n_\sigma$ и n_N вводят в уравнения

$$[e_a]=\frac{\ln\dfrac{100}{100-\psi'}}{n_\varepsilon\left[(4[N])^{m_\varepsilon}+\dfrac{1+r^*}{1-r^*}\right]}+$$

$$+\frac{\sigma'_a/E'}{n_\varepsilon\left[(4[N])^{m_\varepsilon}+\dfrac{1+r}{1-r}\right]}=\frac{[\sigma_a^*]}{E'};$$

$$[e_a]=\frac{\ln\dfrac{100}{100-\psi'}}{(4n_N[N])^{m_\varepsilon}+\dfrac{1+r^*}{1-r^*}}+$$

$$+\frac{\sigma'_a/E'}{(4n_N[N])^{m_\varepsilon}+\dfrac{1+r}{1-r}}=\frac{[\sigma_a^*]}{E'}.$$

В качестве расчетных используют минимальные значения $[e_a]([\sigma_a^*])$ и $[N]$ в приведенных выше системах уравнений.

Для циклически разупрочняющихся сталей вводят запасы прочности $n_\varepsilon=n_\sigma$ и n_N в уравнение для расчета амплитуд разрушающих деформаций. При этом $[e_a]([\sigma_a^*])$ и $[N]$ определяют по критерию квазистатического разрушения как минимальные из системы уравнений

$$[e_a]=\frac{\bar{A}}{n_\varepsilon[N]^{m_1}}\frac{1-r}{2}(\alpha_\sigma)^2_{np}\ln\frac{100}{100-\psi'_a}+$$

$$+\frac{\sigma'_{-1}/E'}{n_\varepsilon\left(1+\sigma'_{-1}/\sigma'_a\dfrac{1+r}{1-r}\right)}=\frac{[\sigma_a^*]}{E'};$$

$$[e_a]=\frac{\bar{A}}{(n_N[N])^{m_1}}\frac{1-r}{2}(\alpha_\sigma)^2_{np}\ln\frac{100}{100-\psi'_a}+$$

$$+\frac{\sigma'_{-1}/E'}{1+\sigma'_{-1}/\sigma'_a\dfrac{1+r}{1-r}}=\frac{[\sigma_a^*]}{E'}.$$

Для уточненной оценки $[e_a]([\sigma_a^*])$ и $[N]$ запасы прочности n_ε и n_N вводят в уравнения

$$[e_a]=\frac{\bar{A}}{n_\varepsilon[N]^{m_1}}(\alpha_\sigma)^2_{np}\frac{1-r}{2}\ln\frac{100}{100-\psi'_a}+$$

$$+\frac{\sigma'_a/E'}{n_\varepsilon\left\{(4[N])^{m_\varepsilon}+\dfrac{1+r}{1-r}\right\}}=\frac{[\sigma_a^*]}{E'};$$

$$[e_a]=\frac{\bar{A}}{(n_N[N])^{m_1}}(\alpha_\sigma)^2_{np}\frac{1-r}{2}\ln\frac{100}{100-\psi'_a}+$$

$$+\frac{\sigma'_a/E'}{(4n_N[N])^{m_\varepsilon}+\dfrac{1+r}{1-r}}=\frac{[\sigma_a^*]}{E'}.$$

В приведенных выше уравнениях для допустимых деформаций и чисел циклов нагружения за расчетные принимают минимальные значения $[e_a]$ ($[\sigma_a^*]$) и $[N]$.

Для сварных соединений и элементов конструкций, подвергающихся предварительной пластической деформации, при определении допустимых $[e_a]([\sigma_a^*])$ и $[N]$ учитывают снижение разрушающих амплитуд напряжений введением коэффициента φ_σ, а также снижением пластичности и предела выносливости, вызванными напряжениями σ_m. Кроме того, при расчете $[e_a]([\sigma_a^*])$ и $[N]$ должно быть учтено снижение сопротивления разрушению от деформационного старения.

Расчетные кривые допустимых амплитуд деформаций и чисел циклов строят по рассмотренным выше уравнениям (серия кривых допустимых значений $[e_a]([\sigma_a^*])$ и $[N]$ как нижние огибающие для заданных коэффициентов асимметрии r^* и r).

Для элементов конструкций и деталей машин, нагружаемых в соответствующем диапазоне температур при коэффициентах асимметрии $r^* \leqslant 0$, $r \leqslant 0$ (при действии преимущественно пульсирующего давления, осевых нагрузок и изгибающих моментов), прочность можно определить по кривым допустимых амплитуд и чисел циклов при $r = r^* = 0$. Для циклически разупрочняющихся сталей такие кривые строят при $r = -1$; для эксплуатационных условий эти кривые используют без ограничения по коэффициентам асимметрии r.

Для низкоуглеродистых и низколегированных сталей при $\sigma_{0,2}^t/\sigma_в^t < 0{,}7$, $\sigma_в^t \geqslant 450$ МПа, $\psi^t \geqslant 32\ \%$ и $E^t = 1{,}95 \cdot 10^5$ МПа для интервала температур 20—350 °С и $r = r^* = 0$ расчетная кривая малоцикловой усталости приведена на рис. 28.35. Для углеродистых и низколегированных сталей при $0{,}7 \leqslant \sigma_{0,2}^t/\sigma_в^t \leqslant 0{,}9$, $\sigma_в^t \geqslant 500$ МПа, $\psi^t \geqslant 45\ \%$ и $E^t = 1{,}9 \cdot 10^5$ МПа для интервала температур 20—350 °С расчетные кривые малоцикловой усталости приведены на рис. 28.36. Эти кривые построены для различных значений коэффициента концентрации $(\alpha_\sigma)_{пр}$ и $r = -1$. Кривой *1* соответствует величина $(\alpha_\sigma)_{пр} \geqslant 2{,}5$, кривым *2* — величина $(\alpha_\sigma)_{пр} \leqslant 2{,}5$.

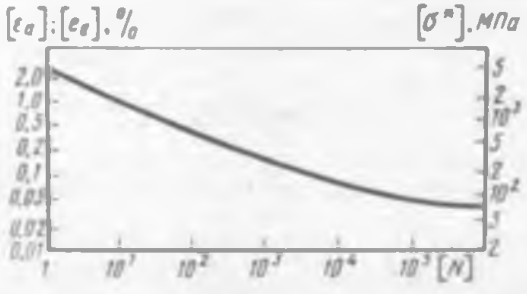


Рис. 28.35. Расчетная кривая малоцикловой усталости углеродистых сталей при температурах до 350 °С

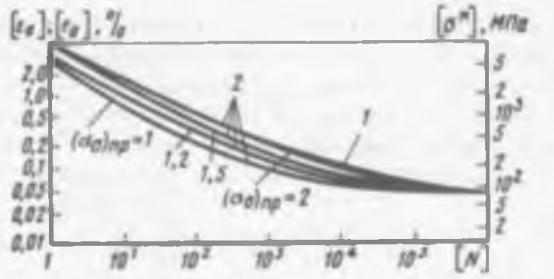


Рис. 28.36. Расчетные кривые малоцикловой усталости низколегированных сталей при температурах до 350 °С

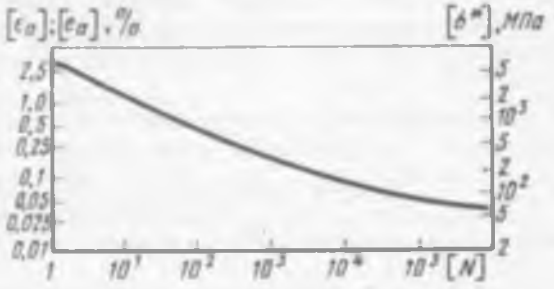


Рис. 28.37. Расчетная кривая малоцикловой усталости хромоникелевых сталей при температурах до 450 °С

Для хромоникелевых аустенитных коррозионно-стойких сталей для интервала температур 20—450 °С и $r = r^* = 0$ при $\sigma_{0,2}^t/\sigma_в^t \leqslant 0{,}7$ и $\sigma_в^t \geqslant 350$ МПа, $\psi^t \geqslant 45\ \%$ и $E^t = 1{,}73 \cdot 10^5$ МПа расчетная кривая малоцикловой усталости приведена на рис. 28.37.

Для расчетных температур, меньших, чем наибольшие в указанных выше интервалах, $[e_a]([\sigma_a^*])$ допускается умножить на отношение модуля упругости при расчетной температуре к модулю упругости при наибольшей температуре интервала. При определении циклической прочности нестационарность силовых и температурных нагрузок при эксплуатации на различных режимах учитывают на основании линейного суммирования повреждений:

$$\sum_{i=1}^{k} N_i^*/[N]_i = a,$$

где N_i^* — число циклов нагружения на i-м режиме при эксплуатации с деформациями e_{ai}^* (напряжениями σ_{ai}^*); $[N]_i$ — допустимое число циклов нагружения, определяемое по расчетным уравнениям или по расчет-

ным кривым усталости на уровне деформаций $e_{ai}^{k}(\sigma_{ai}^{k})$, т. е. на уровне i-го режима; k — число режимов нагружения.

Условием прочности при нестационарном нагружении является неравенство $a \leqslant 1$, где a — накопленное усталостное повреждение.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Айвз К. Д., Куистра Л. Ф., Таккер И. Т.** Малоцикловые усталостные характеристики типичных сталей сосудов давления в условиях двухосного напряженного состояния с одинаковыми главными деформациями// Теоретические основы инженерных расчетов. Труды АОИМ. 1966. Т. 88. Сер. Д. № 4. С. 62—72.

2. **Влияние** средних напряжений и деформаций на малоцикловую усталость сталей А-517, А-201/И//И. Дюбук, И. Ванассе, А. Бирон и др. В кн.: Конструирование и технология машиностроения. Труды АОИМ. 1970. № 1. С. 38—54.

3. **Гусенков А. П.** Прочность при изотермическом и неизотермическом малоцикловом нагружении. М.: Наука, 1979. 295 с.

4. **Карзов Г. П., Леонов В. П., Тимофеев Б. Т.** Сварные сосуды высокого давления. Прочность и долговечность. Л.: Машиностроение, 1982. 267 с.

5. **Китаин В. В., Гусенков А. П., Гаврилов М. П., Казанцев А. Г.** Сопротивление разрушению в условиях сложных режимов малоциклового нагружения//Проблемы прочности. № 4. 1989. С. 3—8.

6. **Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П.** Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. М.: Машиностроение, 1985. 224 с.

7. **Колмогоров В. Л.** Напряжение, деформация, разрушение. М.: Металлургия, 1970. 230 с.

8. **Малоцикловая** усталость стали в рабочих средах/Г. В. Карпенко, К. Б. Кацов, И. В. Кокотайло и др. Киев: Наукова думка, 1977. 112 с.

9. **Махутов Н. А.** Деформационные критерии разрушения и расчет элементов конструкций на прочность. М.: Машиностроение, 1981. 272 с.

10. **Москвитин В. В.** Пластичность при переменных нагружениях. М.: Изд-во МГУ, 1965 266 с.

11. **Мэнсон С.** Температурные напряжения и малоцикловая усталость: Пер. с англ. М.: Машиностроение, 1974. 344 с.

12. **Нормы** расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок (ПНАЭ Г-7-002-86)/Госатомэнергонадзор СССР. М.: Энергоатомиздат, 1989. 525 с.

13. **Прочность** материалов и элементов конструкций в экстремальных условиях. В 2-х т./ Под ред. Г. С. Писаренко. Киев: Наукова думка, 1981. Т. I. 531 с.; Т. II. 766 с.

14. **Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М.** Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М.: Машиностроение, 1975. 488 с.

15. **Шевченко Ю. Н.** Термопластичность при переменных нагружениях. Киев: Наукова думка, 1970. 287 с.

Глава 29
СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ПРИ МНОГОЦИКЛОВОМ НАГРУЖЕНИИ

29.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Большинство деталей машин рассчитывают на достаточно длительный срок службы, в течение которого число циклов переменных напряжений превышает 10^4—10^5. Такое нагружение называют многоцикловым.

Сопротивление усталости деталей при симметричных циклах нагружения характеризуется кривой усталости, которая в двойных логарифмических координатах $\lg\sigma_a - \lg N$ изображается двумя прямыми линиями: левой наклонной ветвью для чисел циклов $N < N_G$ и правой горизонтальной прямой для $N > N_G$, где N_G — абсцисса точки перелома кривой усталости. Симметричным называют цикл, для которого

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \sigma_{max} = -\sigma_{min};$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 0;$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = -1, \qquad (29.1)$$

где σ_{max}, σ_{min} — максимальное и минимальное по алгебраической величине напряжение цикла; σ_a, σ_m — амплитуда и среднее напряжение цикла; R — коэффициент асимметрии (см. ГОСТ 23.207—79). Уравнение указанной кривой усталости имеет вид

$$\sigma_a^m N = \sigma_{-1g}^m N_G \text{ при } \sigma_a \geqslant \sigma_{-1g}; \quad (29.2)$$

$$N = \infty \text{ при } \sigma_a < \sigma_{-1g},$$

где m — показатель наклона левой ветви кривой усталости; $N_G = (1 \ldots 3)10^6$ циклов; при отсутствии экспериментальных данных можно принять $N_G = 2 \cdot 10^6$; σ_{-g} — предел выносливости детали при симметричном цикле, под которым понимают наибольшее значение амплитуды переменных напряжений, до которого не происходит разрушения от усталости до базы испытания $N_Б$. $N_Б = 10^7$ циклов для сталей при нормальной температуре, $N_Б = 5 \cdot 10^7 \ldots 10^8$ для легких сплавов.

Методика испытаний, построения кривой усталости и определения параметров уравнения (29.2) описаны в ГОСТ 25.502—79.

Уравнение (29.2) характерно для углеродистых и малолегированных сталей ($\sigma_в < 1000$ МПа) при испытании на воздухе (без коррозии) при нормальной температуре. Во всех других случаях, а именно при испытании в условиях коррозии, при повышенной температуре всех материалов, а также для легированных высокопрочных сталей и легких сплавов при испытании на воздухе и при нормальной температуре кривая усталости не имеет горизонтального участка, а изображается двумя наклонными прямыми, описываемыми уравнениями

$$\sigma_a^{m_1} N = \sigma_{-1g}^{m_1} N_G \text{ при } \sigma_a \geqslant \sigma_{-1g};$$
$$\sigma_a^{m_2} N = \sigma_{-1g}^{m_2} N_G \text{ при } \sigma_a < \sigma_{-1g}. \quad (29.3)$$

Например, по данным Г. В. Карпенко, при лабораторных испытаниях образцов из стали 20Х в воде при частоте 33 Гц параметры уравнения (29.3) составили: $\sigma_{-1кор} = 160$ МПа; $N_G = 2 \cdot 10^7$; $m_1 = 8{,}3$; $m_2 = 63$, где $\sigma_{-1кор}$ — предел выносливости образцов в условиях коррозии [вместо σ_{-1g} в уравнении (29.3)]. Величина $N_G = 2 \cdot 10^7$ в условиях коррозии оказывается более высокой, чем при испытании на воздухе [N_G $(1 \ldots 3)10^6$].

Величина m в уравнении (29.2) или m_1 в (29.3) при отсутствии прямых экспериментальных данных может быть определена по формуле

$$m = \frac{1}{K}\left(5 + \frac{\sigma_в}{80}\right), \quad (29.4)$$

где K — коэффициент, учитывающий суммарное влияние всех факторов на сопротивление усталости; $\sigma_в$ — в МПа;

При асимметричных циклах нагрузки сопротивление усталости характеризуется диаграммой предельных напряжений, определяющей зависимость предельных максимальных σ_{max} и минимальных σ_{min} напряжений

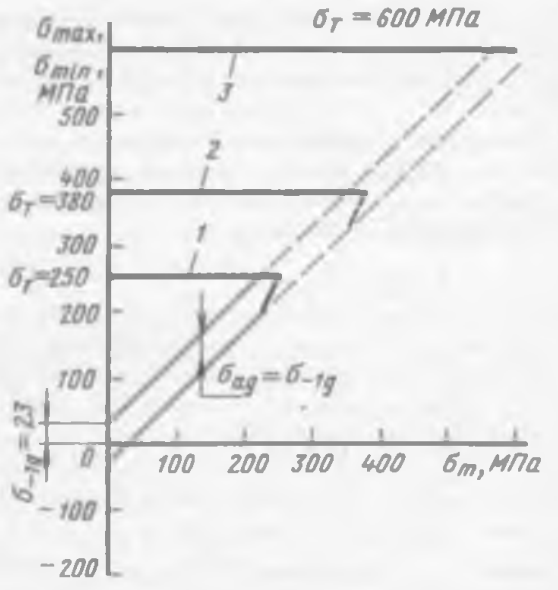


Рис. 29.1. Диаграмма предельных напряжений при асимметричных циклах для сварных соединений с резкой концентрацией напряжений

от среднего напряжения цикла. Эти диаграммы строят, проверяя усталостные испытания при асимметричных циклах нагрузки по методике, изложенной в ГОСТ 25.502—79.

В качестве примера на рис. 29.1 представлены диаграммы предельных напряжений для сварных соединений группы 4 низкоуглеродистых, низколегированных и высокопрочных сталей для различных чисел циклов [9]. К группе 4 относятся соединения внахлестку с лобовыми и фланговыми швами, элементы с приварными косынками и т. п. Горизонтальные линии *1*, *2*, *3* характеризуют предельные статические напряжения соответственно для низкоуглеродистых, низколегированных и высокопрочных сталей.

При $\sigma_m = 0$ (ось ординат) σ_{max} равно пределу выносливости при симметричном цикле $\sigma_{-1g} = 35$ МПа для $N = 5 \cdot 10^6$ циклов, одинакового для всех сталей. Различие в сталях сказывается только при высоких асимметриях цикла ($R > 0{,}6$). Предельные амплитуды напряжений при асимметричных циклах

$$\sigma_{ag} = \sigma_{-1g} - \psi_{\sigma g}\sigma_m \quad (29.5)$$

где $\psi_{\sigma g} = (2\sigma_{-1g} - \sigma_{0g})/\sigma_{0g} = (\sigma_{-1g} - \sigma_{ag})/\sigma_m$ коэффициент влияния асимметрии цикла на предельную амплитуду напряжений детали; σ_{0g} — предел выносливости детали при пульсационном цикле (т. е. при $\sigma_{min} = 0$; $R = 0$).

Для сварного соединения (см. рис. 29.1) при $N = 5 \cdot 10^6$ имеем $\psi_{\sigma g} = 0$, т. е. предельная амплитуда напряжений не зависит от σ_m. При $N = 10^5$ для низкоуглеродистой стали

$\psi_{\sigma g} \approx 0{,}26$. Обращает на себя внимание низкое значение предела выносливости сварного соединения типа 4 ($\sigma_{-1g} = 35$ МПа). Для стали $\sigma_в = 1000$ МПа, предел выносливости гладкого лабораторного образца $\sigma_{-1} = 450$ МПа. Таким образом, снижение предела выносливости детали по сравнению с лабораторным образцом

$$K = \sigma_{-1}/\sigma_{-1g} = 450/35 = 12{,}9. \quad (29.6)$$

Столь резкое снижение сопротивления усталости является следствием влияния концентрации напряжений, абсолютных размеров, грубого качества поверхности, дефектов сварки, остаточных напряжений.

Обозначим ψ_σ коэффициент влияния асимметрии цикла для гладких лабораторных образцов диаметром $d_0 = 7{,}5$ мм

$$\psi_\sigma = (2\sigma_{-1} - \sigma_0)/\sigma_0, \quad (29.7)$$

где σ_{-1}, σ_0 — пределы выносливости для указанных лабораторных образцов при симметричном и пульсационном циклах соответственно.

По опытным данным, для сталей $\psi_\sigma = 0{,}1 \ldots 0{,}3$, $\psi_\tau = 0{,}5\ \psi_\sigma$, их можно вычислить по уравнениям:

$$\psi_\sigma = 0{,}02 + 2 \cdot 10^{-4}\sigma_в; \quad \psi_\tau = 0{,}01 + 10^{-4}\sigma_в, \quad (29.8)$$

где $\sigma_в$ — в МПа.

Из опытных данных вытекает следующее соотношение:

$$\psi_{\sigma g} = \psi_\sigma / K, \quad (29.9)$$

где K — коэффициент снижения предела выносливости вследствие влияния всех факторов [см. уравнение (29.6)].

Учитывая большие значения K для сварных соединений, получаем $\psi_{\sigma g} \approx 0$. Аналогичное положение имеет место для болтовых соединений и других деталей с высокой концентрацией напряжений.

При сложном напряженном состоянии сопротивление усталости описывается соответствующими гипотезами прочности. Так, при одновременном возникновении нормальных σ и касательных τ напряжений в детали (например, в вале при изгибе и кручении) условие прочности на основании опытных данных записывается в виде

$$\left(\frac{\sigma_{ag}}{\sigma_{-1g}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ag}}{\tau_{-1g}}\right)^2 = 1, \quad (29.10)$$

где σ_{ag}, τ_{ag} — предельные амплитуды нормальных и касательных напряжений при их одновременном возникновении.

Уравнение (29.10) занимает промежуточное положение между уравнениями, вытекающими из гипотез максимальных касательных напряжений и энергетической, и хорошо соответствует опытным данным для конструкционных сталей и сплавов.

При плоском напряженном состоянии с одинаковыми знаками главных нормальных напряжений третье главное напряжение $\sigma_3 = 0$, так что максимальное касательное напряжение $\tau_{max} = 0{,}5(\sigma_1 - \sigma_3) = 0{,}5\sigma_1$ определяется только величиной σ_1 и не зависит от σ_2. Поэтому согласно гипотезе максимальных касательных напряжений расчет можно вести по σ_1. В других более сложных случаях следует использовать гипотезы прочности, изложенные применительно к усталости в работах [1, 3, 7].

Существенным вопросом в современной трактовке проблемы прочности при переменных нагрузках является учет рассеяния характеристик сопротивления усталости, связанного со статистической природой процесса усталостного разрушения [1].

Для учета рассеяния характеристик сопротивления усталости образцов или деталей, изготовленных из металла одной плавки, испытывают на усталость не менее 50—60 идентичных образцов. На основе статистической обработки результатов испытаний строят полные вероятностные диаграммы усталости ($p - \sigma_a - N$ диаграммы), характеризующие связь между вероятностью разрушения p, амплитудой переменного напряжения σ_a и числом циклов до разрушения N. Пример такой диаграммы для образцов диаметром $d_0 = 7{,}5$ мм с глубоким надрезом (теоретический коэффициент концентрации $\alpha_\sigma = 2{,}6$) из стали 12Х2НВФА представлен на рис. 29.2 в координатах $p - N$ (функции распределения усталостной долговечности) с параметром σ_a (рис. 29.2, *а*), в координатах $\sigma_a - N$ (кривые усталости) с параметром p (рис. 29.2, *б*), в координатах $\sigma_a - p$ (функции распределения предельных амплитуд напряжений) с параметром N (рис. 29.2, *в*).

В данном случае использовано 10 образцов для предварительного построения кривой усталости стандартным методом, 30 образцов (три уровня амплитуд 450, 330 и 250 МПа по 10 образцов на уровень) для получения функций распределения усталостной долговечности (рис. 29.2, *а*) и 20 образцов для испытаний по методу «лестницы» [3, 4] с целью уточнения оценок среднего значения σ_{-1g} и среднего квадратичного отклонения $S_{\sigma_{-1g}}$ предела выносливости σ_{-1g}.

По результатам этих испытаний, проведенных по методике [1, 3, 4], находятся параметры полной вероятностной диаграммы

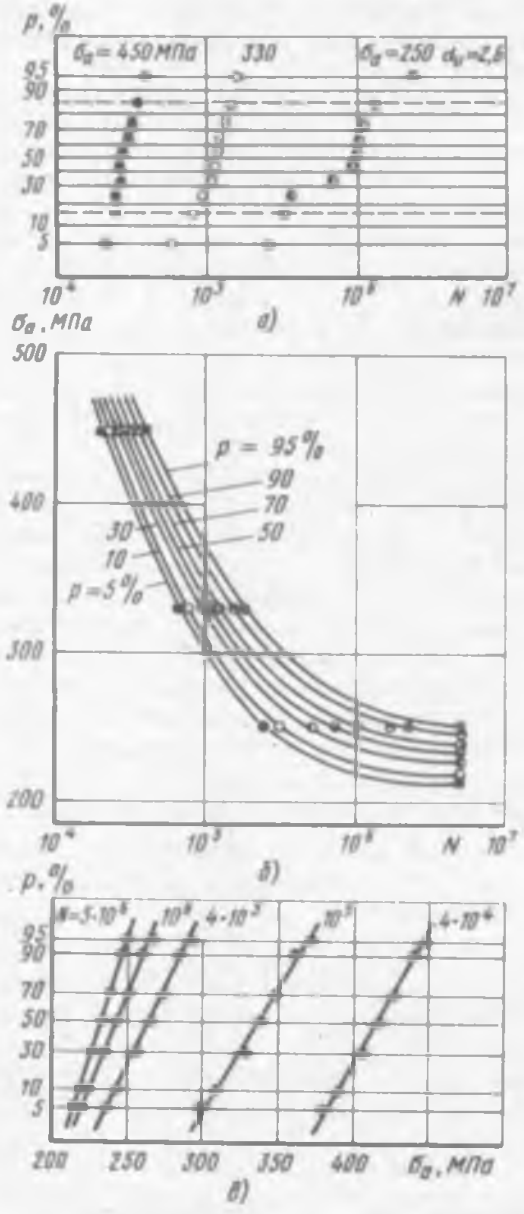


Рис. 29.2. Полная вероятностная диаграмма усталости для образцов из стали 12Х2НВФА диаметром $d_0 = 7{,}5$ мм с глубоким надрезом при изгибе с вращением

усталости ($\bar{\sigma}_{-1g}$, $S_{\sigma\,-1g}$ и $v_{\sigma\,-1g} = S_{\sigma\,-1g}/\bar{\sigma}_{-1g}$ для $N = 10^7$ циклов, а также для других чисел циклов в диапазоне $4 \cdot 10^4 \ldots 10^7$), уравнения кривых усталости по параметру вероятности разрушения, параметры функций распределения усталостной долговечности при различных амплитудах и предельных амплитуд напряжений при различных числах циклов. Эти данные используют в дальнейшем при вероятностных расчетах усталостной долговечности деталей при эксплуатационных нагружениях.

29.2. РАСЧЕТ СТАТИСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Расчет характеристик сопротивления усталости включает два случая: расчет по номинальным напряжениям, расчет по максимальным напряжениям σ_{max} в зоне концентрации.

Расчет по номинальным напряжениям является традиционным, его выполняют для деталей простых форм, для которых имеет смысл понятие номинального напряжения, т. е. напряжения, вычисляемого по простейшим формулам сопротивления материалов. Так, для стержней такими формулами являются (соответственно для растяжения-сжатия, изгиба и кручения) следующие:

$$\sigma_н = F/A,\ \sigma_н = M_н/W_0,\ \tau_н = T/W_p, \quad (29.11)$$

где F, $M_н$, T — сила, изгибающий и крутящий моменты соответственно; A, W_0, W_p — площадь, осевой и полярный моменты сопротивления поперечного сечения соответственно.

В этом случае имеют смысл теоретические α_σ, α_τ и эффективные K_σ, K_τ коэффициенты концентрации напряжений [1, 3, 5, 6, 7]:

$$\alpha_\sigma = \sigma_{max}/\sigma_н,\ \alpha_\tau = \tau_{max}/\tau_н; \quad (29.12)$$

$$K_\sigma = \sigma_{-1d}/\sigma_{-1g},\ K_\tau = \tau_{-1d}/\tau_{-1g}, \quad (29.13)$$

где σ_{max}, τ_{max} — максимальные напряжения в зоне концентрации; σ_{-1d}, τ_{-1d} — пределы выносливости гладких образцов размером поперечного сечения d, таким же, как и у детали; σ_{-1g}, τ_{-1g} — пределы выносливости деталей с концентрацией напряжений, выраженные в номинальных напряжениях.

Расчет по максимальным напряжениям осуществляют для деталей сложной формы, для которых понятие номинального напряжения является неопределенным. В качестве примера на рис. 29.3, *а* приведена схема нагружения головки шатуна кривошипного пресса усилием 160 МН. Рабочее усилие F передается через сопрягаемую по внешней поверхности головки деталь. Распределение напряжений находят методом конечных элементов. Наиболее напряженной оказывается точка A на внутренней поверхности головки, в которой возникает максимальное напряжение σ_{max}, связанное однозначной зависимостью с усилием F. Понятие номинального напряжения, а следовательно, и коэффициентов α_σ, K_σ в данном случае смысла не имеет. Аналогичная ситуация возникает при расчете поршней, головок цилиндров двигателей или прессов и других сложных деталей.

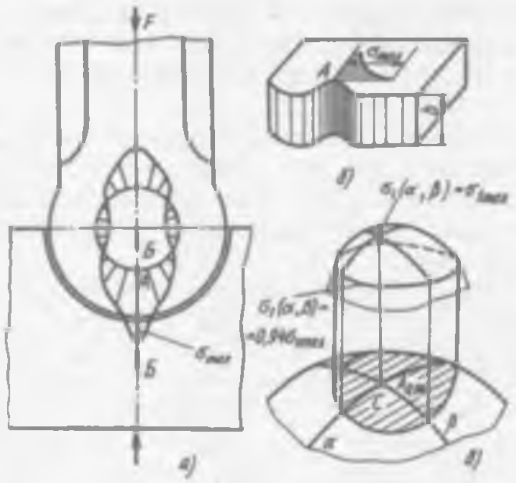


Рис. 29.3. Распределение напряжений:
а — в головке шатуна кривошипного пресса большой мощности, б — плоского и в — объемного напряженного состояний

В этих случаях расчет нужно вести по предельным максимальным напряжениям в зоне концентрации σ_{-1g}^{max} без использования величин $\sigma_в$, K_σ, α_σ или коэффициента чувствительности металла к концентрации напряжений q_σ. Под величиной σ_{-1g}^{max} понимают наибольшее значение амплитуды максимальных напряжений в точке наибольшей напряженности детали, до которого не появляется усталостная трещина до базы испытания при симметричном цикле (аналогично обычному определению предела выносливости). При испытании серии деталей с нагружением по схеме, совпадающей с рабочей, уравнение кривой усталости может быть представлено в виде

$$\sigma_{aN}^{max} N = \sigma_{-1g}^{max} N_G \text{ при } \sigma_{a\,max} > \sigma_{-1g}^{max};$$
$$N = \infty \text{ при } \sigma_{a\,max} < \sigma_{-1g}^{max}, \qquad (29.14)$$

где σ_{aN}^{max} — предельная амплитуда максимальных напряжений в точке наибольшей напряженности, соответствующая числу циклов N.

Целью расчета является определение средних значений σ_{aN}^{max}, σ_{-1g}^{max}, коэффициентов вариации $v_{\sigma_{aN}^{max}}$, $v_{\sigma_{-1g}^{max}}$, величин σ_{aN}^{max}, σ_{-1g}^{max} для различного числа циклов N с учетом всех факторов, влияющих на сопротивление усталости (качество поверхности, коррозии, упрочнения и др.).

Расчет по номинальным напряжениям

Средние значения пределов выносливости деталей на множестве всех плавок металла данной марки, выраженные в номинальных напряжениях, определяют по формулам

$$\bar{\sigma}_{-1g} = \bar{\sigma}_{-1}/K; \quad \bar{\tau}_{-1g} = \bar{\tau}_{-1}/K, \qquad (29.15)$$

где $\bar{\sigma}_{-1}$, $\bar{\tau}_{-1}$ — средние значения на множестве всех плавок металла данной марки пределов выносливости соответственно при изгибе с вращением и кручении гладких лабораторных полированных образцов диаметром $d_0 = 7{,}5$ мм, которые в дальнейшем будем называть эталонными; эти величины находятся пробит-методом, методом лестницы или построением полных вероятностных диаграмм усталости для ряда плавок металла данной марки [1, 3, 4].

Для учета металлургической составляющей масштабного фактора (ухудшение свойств металла с ростом размеров заготовки при обработке давлением и термической обработке) значения $\bar{\sigma}_{-1}$, $\bar{\tau}_{-1}$ нужно определять на эталонных образцах, вырезанных из наружных слоев заготовок того же диаметра (или другого абсолютного размера поперечного сечения), что и диаметр рассчитываемой детали.

В случае невозможности проведения указанных испытаний величины $\bar{\sigma}_{-1}$, $\bar{\tau}_{-1}$ могут быть оценены по эмпирическим формулам

$$\bar{\sigma}_{-1} = (0{,}55 - 0{,}0001\bar{\sigma}_в)\bar{\sigma}_в; \qquad (29.16)$$
$$\bar{\tau}_{-1} = 0{,}6\bar{\sigma}_{-1}, \qquad (29.17)$$

где $\bar{\sigma}_в = K_1 \bar{\sigma}'_в$, (29.18)

$\bar{\sigma}_в$ — среднее на множестве всех плавок металла данной марки значение временного сопротивления (предела прочности), определенного на образцах, вырезанных из заготовок того же диаметра, что и диаметр детали; $\bar{\sigma}'_в$ — то же, определенное на образцах, вырезанных из заготовок диаметром 10 ... 20 мм; K_1 — коэффициент, учитывающий влияние металлургической составляющей масштабного фактора, для легированных сталей:

$$K_1 = 1 - 0{,}2 \lg \frac{d}{d_0} \text{ при } d \leqslant 150 \text{ мм},$$

$K_1 = 0{,}74$ при $d > 150$ мм ($d_0 = 7{,}5$ мм); (29.19)

для углеродистых сталей можно принять $K_1 = 1$.

Коэффициент K [см. уравнение (29.6)] учитывает влияние всех факторов на сопротивление усталости:

для нормальных напряжений

$$K = \left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \frac{1}{K_v K_A}; \qquad (29.20)$$

для касательных напряжений

$$K = \left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) \frac{1}{K_v K_A}, \qquad (29.21)$$

где K_σ, K_τ — эффективные коэффициенты концентрации напряжений [см. (29.13)]; $K_{d\sigma}$, $K_{d\tau}$ — коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения для гладких образцов малого диаметра:

$$K_{d\sigma}=\sigma_{-1d}/\sigma_{-1};\ K_{d\tau}=\tau_{-1d}/\tau_{-1}. \quad (29.22)$$

Здесь σ_{-1d}, τ_{-1d} — см. уравнение (29.13); $\sigma_{-1}=\tau_{-1}$ — пределы выносливости эталонных образцов ($d_0=7{,}5$ мм); $K_{F\sigma}$, $K_{F\tau}$ — коэффициенты влияния параметров шероховатости поверхности на пределы выносливости гладких образцов малого диаметра:

$$K_{F\sigma}=\sigma'_{-1}/\sigma_{-1};\ K_{F\tau}=\tau'_{-1}/\tau_{-1}, \quad (29.23)$$

здесь σ'_{-1}, τ'_{-1} — пределы выносливости гладких образцов диаметром $d_0=7{,}5$ мм с заданным уровнем параметров шероховатости поверхности при испытании на воздухе; если деталь работает в условиях коррозионного воздействия (вода, растворы солей, агрессивные газы и т. д.), то вместо $K_{F\sigma}$, $K_{F\tau}$ в уравнения (29.20), (29.21) следует подставлять коэффициенты $K_{кор}$ влияния коррозии на сопротивление усталости:

$$K_{кор}=\sigma_{-1кор}/\sigma_{-1};\ K_{кор}=\tau_{-1кор}/\tau_{-1}, \quad (29.24)$$

здесь $\sigma_{-1кор}$, $\tau_{-1кор}$ — пределы выносливости гладких образцов диаметром $d_0=7{,}5$ мм при испытании в условиях коррозии, соответствующие заданному числу циклов N и частоте испытания n, цикл/мин; K_v — коэффициент влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости:

$$K_v=\sigma_{-1упр}/\sigma_{-1g};\ K_v=\tau_{-1упр}/\tau_{-1g}, \quad (29.25)$$

здесь $\sigma_{-1упр}$, $\tau_{-1упр}$ — пределы выносливости деталей поверхностного упрочнения; σ_{-1g}, τ_{-1g} — то же без упрочнения. K_A — коэффициент влияния анизотропии на предел выносливости.

Определение величин K_σ, K_τ, $K_{d\sigma}$, $K_{d\tau}$, $K_\sigma/K_{d\sigma}$, $K_\tau/K_{d\tau}$. Наиболее точным путем определения указанных величин является проведение усталостных испытаний деталей, изготовленных по принятой в производстве технологии. В большинстве случаев вследствие больших габаритных размеров деталей, трудоемкости изготовления и проведения испытаний этот путь неприемлем.

Можно определять коэффициенты K_σ, K_τ путем усталостных испытаний образцов размером поперечного сечения d не менее 40—50 мм. Последнее связано с тем, что в области меньших размеров имеет место увеличение K_σ, K_τ с увеличением d, которое практически затухает при $d\geqslant 40\ldots 50$ мм.

При невозможности проведения модельных испытаний указанные величины можно находить расчетным путем. Приближенная оценка K_σ, K_τ может быть получена с помощью коэффициентов α_σ, α_τ и коэффициентов чувствительности q_σ, q_τ материала к концентрации напряжений по формулам [6]

$$K_\sigma=1+q_\sigma(\alpha_\sigma-1);\quad K_\tau=1+q_\tau(\alpha_\tau-1) \quad (29.26)$$

Теоретические коэффициенты концентрации α_σ, α_τ определяют по следующим формулам.

для пластин с боковыми надрезами при растяжении-сжатии (рис. 29.4, *а*) по формулам Нейбера

$$\alpha_\sigma=1+\frac{(\alpha_{l\sigma}-1)(\alpha_{t\sigma}-1)}{\sqrt{(\alpha_{l\sigma}-1)^2+(\alpha_{t\sigma}-1)^2}}; \quad (29.27)$$

для мелких выточек

$$\alpha_{l\sigma}=1+2\sqrt{t/\rho}; \quad (29.28)$$

для глубоких выточек

$$\alpha_{t\sigma}=\frac{2(a/\rho+1)\sqrt{a/\rho}}{(a/\rho+1)\operatorname{arctg}\sqrt{a/\rho}+\sqrt{a/\rho}}, \quad (29.29)$$

здесь ρ — радиус кривизны в зоне концентрации напряжений;

для пластин с боковыми надрезами при изгибе (рис. 29.4, *б*) α_σ определяют по формуле (28.27), где по формуле (29.28)

$$\alpha_{t\sigma}=\frac{4a/\rho\sqrt{a/\rho}}{3\left[\sqrt{a/\rho}+(a/\rho-1)\operatorname{arctg}\sqrt{a/\rho}\right]} \quad (29.30)$$

для круглых стержней с надрезом при растяжении-сжатии (рис. 29.4, *в*) коэффициенты α_σ — по формуле Нейбера (29.27), $\alpha_{l\sigma}$ — по формуле (29.28), а коэффициент

$$\alpha_{t\sigma}=\frac{1}{2N}\left(\sqrt{a/\rho+1}+1\right)\left[2(a/\rho+1)-\right.$$
$$\left.-(1-2/m)\sqrt{a/\rho+1}+1\right], \quad (29.31)$$

где $N=a/\rho+2/m\sqrt{a/\rho+1}+2$; $a=d/2$; $1/m=0{,}3$ — коэффициент Пуассона;

для круглых стержней с надрезом при изгибе (рис. 29.4, *в*) α_σ определяют по формуле (29.27), а коэффициент $\alpha_{t\sigma}$ по формуле Нейбера

$$\alpha_{t\sigma}=3/4N\left(\sqrt{a/\rho+1}+1\right)\left[3a/\rho-(1-2/m)\times\right.$$
$$\left.\times\sqrt{a/\rho+1}+4+1/m\right],$$

где $N=3(a/\rho+1)+\left(1+\frac{4}{m}\right)\sqrt{a/\rho+1}+$

$$+\frac{1+1/m}{1+\sqrt{a/\rho+1}}, \quad (29.32)$$

для круглых стержней с надрезами при кручении (рис. 29.4, *в*) α_σ — по формуле

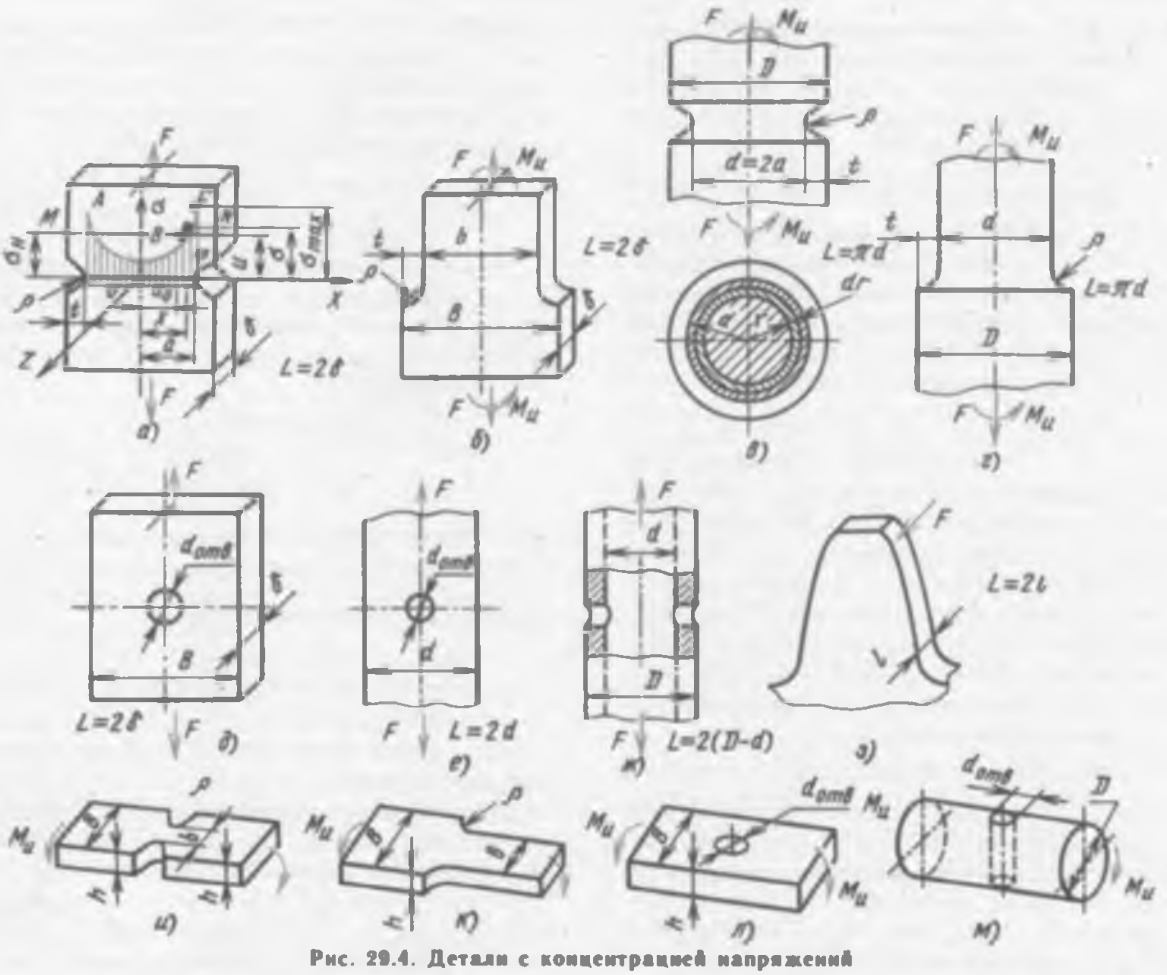


Рис. 29.4. Детали с концентрацией напряжений

(29.27) с заменой σ на τ, в которой $\alpha_{\sigma t}$ и $\alpha_{\tau\sigma}$ определяют по формулам Нейбера

$$\alpha_{\sigma t} = 1 + \sqrt{t/\rho}, \qquad (29.33)$$

$$\alpha_{\tau\sigma} = \frac{3\left(1+\sqrt{a/\rho+1}\right)^2}{4\left(1+2\sqrt{a/\rho+1}\right)}; \qquad (29.34)$$

для ступенчатых пластин и круглых стержней с переходными поверхностями (галтелями) при различных видах нагружения (рис. 29.4, *б*, *г*)

$$\alpha_\sigma = 1 + \frac{1}{\sqrt{\dfrac{A}{t/\rho} + B\dfrac{(1+a/\rho)^2}{(a/\rho)^3} + C\dfrac{1}{(t/\rho)^z}\dfrac{a/\rho}{(a/\rho+t/\rho)}}} \qquad (29.35)$$

где коэффициенты A, B, C и z определяют по табл. 29.1 ($a=d/2$ или $a=b/2$) при $t/\rho>1$;

для тонкой пластины с поперечным отверстием диаметром d при растяжении или сжатии (рис. 29.4, *д*)

29.1. Значения коэффициентов для вычисления по формуле (29.35)

Коэффициент	Форма образца (детали)	Вид нагружения		
		Изгиб	Растяжение-сжатие	Кручение
A	Круглый	0,62	0,62	3,4
	Плоский	0,50	0,50	—
B	Круглый	5,80	3,50	19,0
	Плоский	6,00	2,50	—
C	Круглый	0,20	—	1,0
z		3,00	—	2,0

$$\alpha_\sigma = 3 - 2{,}817\,d/b + 2{,}309\,(d/b)^2$$

при $0 \leqslant d/b \leqslant 0{,}5$. (29.36)

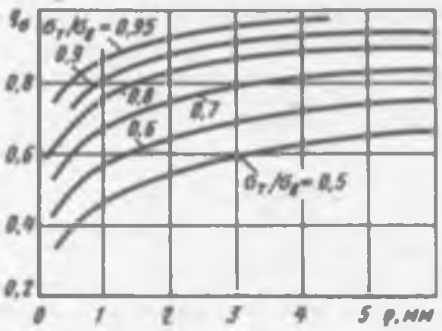


Рис. 29.5. Зависимость коэффициента чувствительности q_σ от ρ и $\sigma_т/\sigma_в$

Эта формула является аппроксимацией полиномом второй степени решения Гоуланда (погрешность не превышает 1 % в указанном диапазоне изменения d/b).

Значения α_σ для деталей других форм и других видов нагружения находят по графикам, приведенным в [6] и ГОСТ 25.504—82.

Коэффициент q_σ предлагаем определять по графику на рис. 29.5 в зависимости от радиуса кривизны ρ в зоне концентрации и отношения $\sigma_т/\sigma_в$, характеризующего свойства материала ($\sigma_т$ — предел текучести). Однако зависимость, представленная на рис. 29.5, не является однозначной для деталей различной формы и размеров, вследствие чего расчет по уравнению (29.26) может привести к погрешностям в оценке K_σ, K_τ до 20—25 %, что весьма приближенно.

Более точные и общие результаты получают при расчетах на основе статистической теории подобия усталостного разрушения [1]. Из этой теории вытекают следующие уравнения для определения основных расчетных величин:

$$K_\sigma = \alpha_\sigma \frac{1+\theta_{гл}^{-\gamma_\sigma}}{1+\theta^{-\gamma_\sigma}}; \qquad (29.37)$$

$$K_{d\sigma} = \frac{1}{2}\left(1+\theta_{гл}^{-\gamma_\sigma}\right); \qquad (29.38)$$

$$\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} = \frac{2\alpha_\sigma}{1+\theta^{-\gamma_\sigma}} \qquad (29.39)$$

(аналогичные формулы записывают для касательных напряжений с заменой индекса σ на τ),

где $\theta = \dfrac{L/\bar{G}}{(L/\bar{G})_0} = \dfrac{1}{88{,}3}\dfrac{L}{\bar{G}}$ (29.40)

— относительный критерий подобия усталостного разрушения.

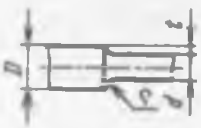
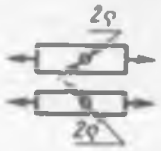
Критерий θ имеет следующий смысл: если образец, модель и деталь имеют разные размеры, форму и вид нагружения, но одинаковое значение критерия θ, то функции распределения их пределов выносливости совпадают. Эта закономерность, подтвержденная многочисленными экспериментами [1], лежит в основе моделирования при усталостных испытаниях и методов расчета характеристик сопротивления усталости, принятых в стандартах (ГОСТ 25.504—82, стандарт ГДР—TGL 19340);

L — периметр или часть периметра рабочего сечения детали, примыкающая к зоне повышенных напряжений, мм; L определяют

29.2. Формулы для определения L

Тип образца, вид нагружения	См. рис. 29.4	Формула для расчета L
Круглые осесимметричные:		
при изгибе с вращением, растяжении—сжатии, кручении диаметром d в рабочем сечении (гладкие с кольцевыми канавками, со ступенчатым переходом с галтелью, с кольцевым выступом и т. п.)	*в, г*	πd
при изгибе в одной плоскости	*в, г*	$0{,}06\pi d$
С прямоугольным поперечным рабочим сечением при переменном изгибе или растяжении-сжатии, когда две стороны прямоугольника размером δ соприкасаются с зоной повышенных напряжений, а две другие — с зоной малых напряжений	*а, б, д*	2δ
Сплошные круглые диаметром d с поперечным отверстием при растяжении сжатии	*е*	$2d$
Трубчатые наружным диаметром D и внутренним диаметром d с поперечным отверстием при растяжении-сжатии	*ж*	$2(D-d)$
Прямоугольного сечения гладкие с отверстиями, уступами и т. п. при переменном изгибе (возникают два градиента напряжений)	*и, к, л*	$0{,}055h\rho\bar{G}$
Круглые сплошные или трубчатые с поперечным отверстием диаметром $d_{отв}$ при изгибе (возникают два градиента напряжений)	*м*	$0{,}055D\rho\bar{G}\times$ $\times(d_{отв}=2\rho)$
Зуб зубчатой передачи	*э*	$2l$

29.3. Формулы для определения градиентов напряжений $\bar{G}$ в зависимости от вида нагружения

Эскиз детали	Соотношение размеров	Изгиб	Растяжение-сжатие	Кручение
	$\frac{H}{h} \geqslant 1{,}5$	1. $G=\frac{2}{\rho}+\frac{2}{h}$	2. $\bar{G}=\frac{2}{\rho}$	—
	$\frac{H}{h} < 1{,}5$	3. $\bar{G}=\frac{2(1+\varphi)}{\rho}+\frac{2}{h}$	4. $\bar{G}=\frac{2(1+\varphi)}{\rho}$	—
	$\frac{D}{d} \geqslant 1{,}5$	5. $\bar{G}=\frac{2}{\rho}+\frac{2}{d}$	6. $\bar{G}=\frac{2}{\rho}$	7. $\bar{G}_\tau=\frac{1}{\rho}+\frac{2}{d}$
	$\frac{D}{d} < 1{,}5$	8. $\bar{G}=\frac{2(1+\varphi)}{\rho}+\frac{2}{d}$	9. $\bar{G}=\frac{2(1+\varphi)}{\rho}$	10. $\bar{G}_\tau=\frac{1}{\rho}+\frac{2}{d}$
	$\frac{H}{h} \geqslant 1{,}5$	11. $\bar{G}=\frac{2{,}3}{\rho}+\frac{2}{h}$	12. $\bar{G}=\frac{2{,}3}{\rho}$	—
	$\frac{H}{h} < 1{,}5$	13. $\bar{G}=\frac{2{,}3(1+\varphi)}{\rho}+\frac{2}{h}$	14. $\bar{G}=\frac{2{,}3(1+\varphi)}{\rho}$	—
	$\frac{D}{d} \geqslant 1{,}5$	15. $\bar{G}=\frac{2{,}3}{\rho}+\frac{2}{d}$	16. $\bar{G}=\frac{2{,}3}{\rho}$	17. $\bar{G}_\tau=\frac{1{,}15}{\rho}+\frac{2}{d}$
	$\frac{D}{d} < 1{,}5$	18. $\bar{G}=\frac{2{,}3(1+\varphi)}{\rho}+\frac{2}{d}$	19. $\bar{G}=\frac{2{,}3(1+\varphi)}{\rho}$	20. $\bar{G}_\tau=\frac{1{,}15}{\rho}+\frac{2}{d}$
	—	—	21. $\bar{G}=\frac{2{,}3}{\rho}$	—

по формулам, представленным в табл. 29.2 и на рис. 29.4;

$\bar{G}=\frac{1}{\sigma_{max}}\left[\frac{d\sigma}{dx}\right]_{x=0}$ — относительный градиент первого главного напряжения в зоне концентрации, мм$^{-1}$; определяют по формулам, приведенным в табл. 29.3; x — расстояние от поверхности по нормали к ней в точке наибольшей напряженности;

$\left(\frac{L}{\bar{G}}\right)=\frac{\pi d_0^2}{2}=88{,}3$ мм^2 — значение $\frac{L}{\bar{G}}$ для гладкого лабораторного образца диаметром $d_0=7{,}5$ мм при изгибе с вращением (для эталонного образца $L=\pi d_0$, $\bar{G}=2/d_0$);

$\theta_{\tau\sigma}=\frac{1}{88{,}3}\left(\frac{L}{\bar{G}}\right)_{\tau\sigma}$, где $\left(\frac{L}{\bar{G}}\right)_{\tau\sigma}$ — значение $\frac{L}{\bar{G}}$ для гладкого образца диаметром или другим размером поперечного сечения d. Так, при изгибе с вращением круглого образца $(L/\bar{G})_{\tau\sigma}=\pi d^2/2$;

ν_σ — характеристика чувствительности металла к концентрации напряжений и масштабному фактору; величины ν_σ, ν_τ следует определять путем усталостных испытаний образцов и моделей (четырех-пяти типоразмеров) по методике, описанной в [1, 3, 7].

При невозможности проведения испытаний эти величины можно определить по эмпирическим формулам:

$\nu_\sigma=0{,}211-0{,}000143\sigma_в$ при $\sigma_в \leqslant 1300$ МПа;

$\nu_\sigma=0{,}025$ при $\sigma_в > 1300$ МПа; (29.41)

$\nu_\tau=1{,}5\nu_\sigma$. (29.42)

Эти формулы соответствуют числу циклов $N_G \leqslant N \leqslant 10^7$, где N_G — абсцисса точки перелома кривой усталости. Для меньшего числа циклов формулы (29.37) — (29.39) также справедливы в диапазоне $5\cdot10^4 < N < N_G$, если в них подставить значение $\nu_{\sigma N}$, определяемое по формулам:

для легированных сталей

$\nu_{\sigma N}=\nu_\sigma+0{,}55-0{,}087\lg N$ при $\lg N \leqslant 6{,}3$;

$\nu_{\sigma N}=\nu_\sigma$ при $\lg N > 6{,}3$. (29.43)

для углеродистых сталей:

$\nu_{\sigma N}=\nu_\sigma+0{,}39-0{,}062\lg N$ при $\lg N \leqslant 6{,}3$;

$\nu_{\sigma N}=\nu_\sigma$ при $\lg N > 6{,}3$. (29.44)

Приведенные формулы непосредственно получают из уравнения подобия усталостного разрушения, имеющего вид [1]

$$\lg(\xi-1) = -\nu_\sigma \lg\theta + u_p S; \qquad (29.45)$$

где $\xi = \dfrac{\sigma^{max}_{-1g}}{a} = \dfrac{\bar\sigma_{-1g}\alpha_\sigma}{0{,}5\bar\sigma_{-1}}$, (29.46)

откуда $\sigma_{-1g} = \dfrac{\bar\sigma_{-1}\left(1+\theta^{-\nu_\sigma}\right)}{2\alpha_\sigma}$; (29.47)

предел выносливости образца диаметром d

$$\sigma_{-1d} = \frac{1}{2}\bar\sigma_{-1}\left(1+\theta_{d_0}^{-\nu_\sigma}\right) = \frac{\bar\sigma_{-1}}{2}\left[1+\left(\frac{d}{d_0}\right)^{-2\nu_\sigma}\right]; \qquad (29.48)$$

$$\sigma^{max}_{-1g} = \sigma_{-1g}\alpha_\sigma = \frac{\bar\sigma_{-1}}{2}\left(1+\theta^{-\nu_\sigma}\right). \qquad (29.49)$$

Формулы (29.47) — (29.49) применимы для расчета полированных неупрочненных деталей без влияния коррозии и анизотропии. В них: σ^{max}_{-1g} — максимальное предельное напряжение в зоне концентрации, соответствующее пределу выносливости σ_{-1g};

$u = 0{,}5\ \bar\sigma_{-1}$ — минимально возможная граница для σ^{max}_{-1g} (вероятность осуществления неравенства $\sigma^{max}_{-1g} < u$ равна нулю);

u_p — квантиль нормального распределения, соответствующая вероятности P %;

S — среднее квадратичное отклонение случайной величины $x = \lg(\xi-1)$, распределение которой принято нормальным.

Уравнение подобия (29.45) выражает семейство функций распределения пределов выносливости σ_{-1g} или связанных с ними максимальных предельных напряжений σ^{max}_{-1g} для множества деталей, характеризующихся своими критериями подобия θ.

Уравнения (29.37) — (29.49) справедливы при $\rho > \rho_{кр} = 0{,}1 \ldots 0{,}6$ мм, где $\rho_{кр}$ — критическое значение радиуса кривизны в зоне концентрации, зависящее от свойств металла, мм. При $\rho < \rho_{кр}$, т. е. для предельно острых надрезов появляются два значения предела выносливости: σ_{-1g} — по началу образования трещины и $\sigma_{-1gкр}$ — по окончательному разрушению, либо в этой области могут возникать нераспространяющиеся трещины усталости. Величины $\sigma_{-1gкр}$, а следовательно, и $K_{\sigma_{кр}} = \sigma_{-1d}/\sigma_{-1gкр}$ в области $\rho < \rho_{кр}$ не зависят от ρ. Для критической области $\rho < \rho_{кр}$ уравнение подобия по критерию начала образования трещины приобретает вид

$$\lg(\xi-1) = -\nu_{\sigma_{кр}}\lg\theta + \left(\nu_{\sigma_{кр}} - \nu_\sigma\right)\lg\theta_{кр}, \qquad (29.50)$$

где θ — параметр, определяемый экспериментально; $\theta_{кр}$ — значение относительного критерия подобия усталостного разрушения для образца или детали с $\rho = \rho_{кр}$ (можно принять для углеродистой стали $\nu_{\sigma_{кр}} \approx 0{,}2 \ldots 0{,}3$).

Приближенно предел выносливости по окончательному разрушению

$$\sigma_{-1gкр} = \frac{\Delta K_{th}}{2{,}76\sqrt{t_в + \rho_{кр}}}, \qquad (29.51)$$

где ΔK_{th} — порог развития усталостных трещин, выраженный размахом коэффициента интенсивности напряжений, МПа $\sqrt{м}$; $t_в$ — глубина выточки, мм.

Резкое снижение сопротивления усталости получается в местах контакта сопрягаемых деталей, например в местах напрессовки на вал шестерен, колец подшипников, муфт и других деталей. Причинами снижения пределов выносливости является концентрация напряжений у края контакта и коррозия трения (фреттинг-коррозия), под которой понимают сложные механические и физико-химические процессы, протекающие на стыке двух сопрягаемых деталей при малых взаимных циклических смещениях (величиной от 10^{-6} до 0,25 мм).

Значения $K_\sigma/K_{d\sigma}$ для сопрягаемых деталей при наличии коррозии трения определяют по формулам (для случая передачи силы и момента через напрессованную деталь):

$$K_\sigma/K_{d\sigma} = (K_\sigma/K_{d\sigma})_0\,\xi'\xi''; \qquad (29.52)$$

$$(K_\sigma/K_{d\sigma})_0 = 0{,}38 + 1{,}48\lg d \text{ при } d < 150 \text{ мм};$$

$$K_\sigma/K_{d\sigma} = 3{,}6 \text{ при } d \geqslant 150 \text{ мм}. \qquad (29.53)$$

Коэффициенты ξ' и ξ'' учитывают влияние $\sigma_в$ (МПа) и давление p посадки (МПа)

$$\xi' = 0{,}305 + 0{,}00139\sigma_в; \qquad (29.54)$$

$$\xi'' = 0{,}65 + 0{,}014p \text{ при } p \leqslant 25 \text{ МПа}, \qquad (29.55)$$

$$\xi'' = 1 \text{ при } p > 25 \text{ МПа}.$$

Если через напрессованную деталь не передаются сила и момент, то значение $K_\sigma/K_{d\sigma}$, подсчитанное по формуле (29.52), следует умножить на коэффициент 0,85.

Для уменьшения вредного влияния фреттинг-коррозии на сопротивление усталости принимают конструктивные и технологические меры. Так, разгружающие выточки на торце напрессованной детали (рис. 29.6, *б*) или поясок (рис. 29.6, *в*) повышают предел выносливости вала с напрессовкой (по сравнению с конструкцией, показанной на рис. 29.6, *а*) в 1,2—1,35 раза, утолщение подступичной части с разгружающими выточками

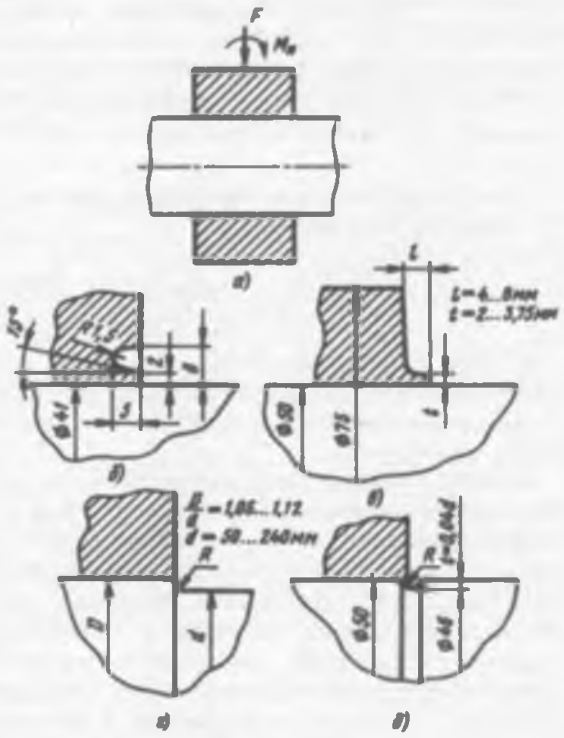


Рис. 29.6. Конструктивные способы повышения сопротивления усталости валов с напрессовками

(рис. 29.6, *г*) повышают его в 1,7—1,9 раза. Разгружающие выточки у вала (рис. 29.6, *д*), нанесенные накаткой, повышают предел выносливости в 1,4 раза.

Значения коэффициентов влияния качества обработки поверхности $K_{F\sigma}$, $K_{F\tau}$ для сталей определяют в зависимости от $\sigma_в$, МПа, и параметра шероховатости Rz, мкм:

$$K_{F\sigma}=\frac{\sigma_{-1(Rz)}}{\sigma_{-1(Rz\leqslant 1)}}=1-0{,}22\lg Rz\left(\lg\frac{\sigma_в}{20}-1\right)$$

при $Rz>1$ мкм; (29.56)

$K_{F\sigma}=1$ при $Rz\leqslant 1$ мкм;

$$K_{F\tau}=0{,}575K_{F\sigma}+0{,}425. \quad (29.57)$$

Зависимость (29.56) изображена графически на рис. 29.7. Для легированных сталей при $\sigma_в>1000$ МПа при грубо обработанной поверхности ($Rz>25$ мкм) предел выносливости может снижаться на 30—50 %, что недопустимо с технико-экономической точки зрения.

Значения коэффициента $K_{F\sigma}$ для алюминиевых деформируемых сплавов представлены в табл. 29.4.

Переход от точения к шлифованию заготовок из титановых сплавов приводит к повышению предела выносливости до 30 %. Маркировка клеймением листовых образцов

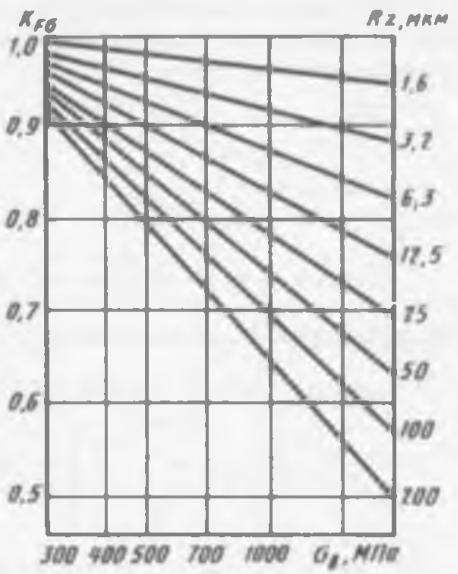


Рис. 29.7. Коэффициент $K_{F\sigma}$ влияния качества обработки поверхности на сопротивление усталости стальных образцов

29.4. Значения коэффициента $K_{F\sigma}$ для алюминиевых деформируемых сплавов

Окончательная обработка	Параметр шероховатости Rz, мкм	$K_{F\sigma}$
Полирование	0,5—1	1,00
Шлифование	1,5—2	0,96—0,98
Чистовое точение	4—10	0,87—0,94
Точение	10—15	0,84—0,88
Грубое точение	20—30	0,78—0,83
Весьма грубое точение	50—100	0,70—0,75

из алюминиевых сплавов снижает предел выносливости до 30 %.

Вредное влияние на сопротивление усталости оказывает обезуглероженный слой на поверхности, для которого

$$K_{F\sigma}=1{,}05-0{,}0005\ \sigma_в.$$

Так при $\sigma_в=1500$ МПа предел выносливости снижается на 70 % ($K_{F\sigma}=0{,}3$).

Зависимость коэффициента $K_{\sigma кор}$ от $\sigma_в$ для сталей представлена на рис. 29.8. Предел выносливости при одновременном воздействии коррозии в воде и переменных напряжении может снижаться в 3—6 раз.

Зависимость пределов выносливости на воздухе σ_{-1} (линия *1*) и в воде $\sigma_{-1кор}$ (линия *2* и *3*) от $\sigma_в$ для стали представлена на рис. 29.9. Если на воздухе σ_{-1} растет пример-

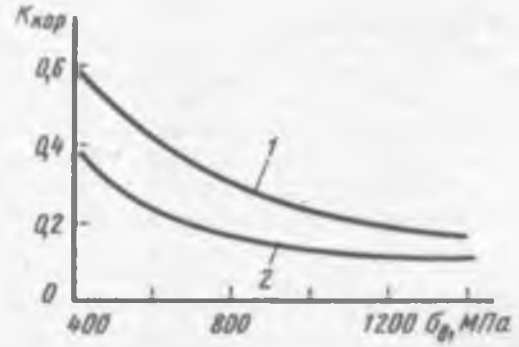


Рис. 29.8. Коэффициент $K_{кор}$ влияния коррозии на пределы выносливости сталей при испытаниях в пресной (*1*) и морской (*2*) воде

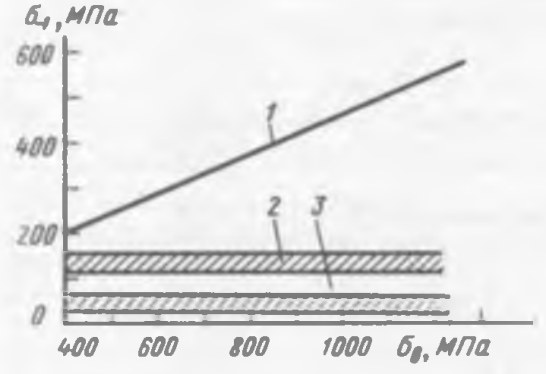


Рис. 29.9. Зависимость пределов выносливости от временного сопротивления стали при испытании на воздухе (*1*), в пресной (*2*) и морской (*3*) воде

но пропорционально $\sigma_в$, то в воде $\sigma_{-1кор}$ не зависит от $\sigma_в$, т. е. углеродистые и легированные высокопрочные стали имеют практически одинаковые низкие значения пределов выносливости. Поэтому для деталей, работающих в воде или подверженных воздействию атмосферной коррозии, требуется защита от соприкосновения с водой (как, например, в гребных валах судов) или введение технологических методов поверхностного упрочнения, повышающих сопротивление коррозионной усталости (наклеп поверхности, химико-термические методы, поверхностная закалка и др.). Лакокрасочные и электролитические покрытия практически не повышают сопротивление коррозионной усталости.

Влияние поверхностного упрочнения на сопротивление усталости деталей машин. Эффективным средством повышения сопротивления усталости деталей являются следующие технологические методы поверхностного упрочнения:

поверхностное пластическое деформирование (ППД) накаткой роликами, чеканкой, обдувкой дробью, алмазным выглаживанием и т. д.;

поверхностная закалка с нагревом токами высокой частоты;

химико-термические методы (азотирование, цементация, цианирование);

лучевые методы (лазерная обработка, ионная имплантация, обработка электронным лучом и др.);

комбинированные методы, например цементация с последующей обдувкой дробью и т. п.

В ряде случаев эти методы позволяют повысить пределы выносливости в 2—3 раза, а долговечность деталей в эксплуатации — в десятки и сотни раз. Поэтому применение указанных методов является мощным средством повышения надежности и долговечности машин при одновременном снижении их металлоемкости. Причинами столь существенного повышения сопротивления усталости является возникновение в поверхностных слоях сжимающих остаточных напряжений и повышение механических свойств металла поверхностных слоев.

Коэффициент K_σ влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости σ_{-1g} зависит от взаимного расположения эпюр распределения по поперечному сечению рабочих и остаточных напряжений, а также от механических свойств материала [1]. Очень чувствительны значения K_σ к дефектам технологии изготовления и упрочнения деталей (обезуглероженный слой, шлифовочные прижоги, выход на поверхность растягивающих остаточных напряжений и т. д.). Осредненные значения K_σ, которые возможны при поверхностном упрочнении, представлены в табл. 29.5—29.7. Повышение пределов выносливости деталей с концентрацией напряжений вследствие азотирования, цементации, поверхностной закалки может быть более чем двухкратным. Весьма эффективно применение этих методов для деталей с напрессовками и для деталей, работающих в условиях коррозии. В этих случаях K_σ может достигать 2—3.

29.5. Влияние поверхностной закалки токами высокой частоты на значение K_σ (изгиб с вращением, глубина закаленного слоя 0,9—1,5 мм)

Вид образца	K_σ для образца диаметром, мм	
	7—20	30—40
Без концентрации напряжений	1,3—1,6	1,2—1,5
С концентрацией напряжений	1,6—2,8	1,5—2,5

29.6. Влияние химико-термической обработки на K_σ

Характеристика химико-термической обработки	Вид образца	K_σ для образцов диаметром, мм		
		8—15	10	30—40
Азотирование при глубине слоя 0,1—0,4 мм, твердости слоя HB 730—970	Без концентрации напряжений	1,15—1,25	—	1,10—1,15
	С концентрацией напряжений (поперечное отверстие, надрез)	1,90—3,00	—	1,30—2,00
Цементация при глубине слоя 0,2—0,6 мм	Без концентрации напряжений	1,20—2,10	—	1,10—1,50
	С концентрацией напряжений	1,50—2,50	—	1,20—2,00
Цианирование при глубине слоя 0,2	Без концентрации напряжений	—	1,80	—

29.7. Влияние поверхностного наклепа на K_σ

Способ обработки	Вид образца	K_σ для образца диаметром, мм	
		7—20	30—40
Обкатка роликом	Без концентрации напряжений	1,20—1,40	1,10—1,25
	С концентрацией напряжений	1,50—2,20	1,30—1,80
Обдувка дробью	Без концентрации напряжений	1,10—1,30	1,10—1,20
	С концентрацией напряжений	1,40—2,50	1,10—1,50

Значения коэффициента K_A влияния анизотропии в зависимости от предела выносливости представлены ниже.

$\sigma_в$, МПа	600	600—900	900—1200	1200
K_A	0,90	0,86	0,83	0,8

Эти коэффициенты следует учитывать в тех случаях, когда направление первого главного напряжения σ_1 в точке наибольшей напряженности перпендикулярно направлению волокон, появившихся после обработки давлением (или расположено под углом более 45° к направлению волокон). При кручении анизотропию не учитывают.

Расчет по максимальным напряжениям

Средние для множества всех плавок значения предельных максимальных напряжений $\bar{\sigma}_{-1g}^{max}$ получают по формуле (29.49) с введением дополнительных коэффициентов K_{F_σ}, K_σ, K_A, учитывающих влияние соответственно качества обработки поверхности, упрочнения и анизотропии:

$$\bar{\sigma}_{-1g}^{max} = \bar{\sigma}_{-1} 0{,}5\left(1+\theta^{-\nu_\sigma}\right) K_{F_\sigma} K_\sigma K_A. \quad (29.58)$$

Коэффициент K_{F_σ} связан с коэффициентом K_F [см. формулы (29.56)—(29.57)]:

$$K = \left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_F} - 1\right)\frac{1}{K_c K_A} = \frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}\,\frac{1}{K_{F_\sigma} K_c K_A}.$$

Откуда при среднем значении $K_\sigma/K_{d\sigma} = 2$

$$K_{F_\sigma} = \frac{2}{1 + 1/K_{F_\sigma}}. \quad (29.59)$$

Относительный критерий подобия усталостного разрушения θ в деталях сложной конфигурации вычисляют по формуле (29.40), определяя $L/\bar{G}$ следующим образом. В плоском случае, показанном на рис. 29.3, a,

$L=b$, а $\bar{G}$ — градиент распределения первого главного напряжения по глубине.

На рис. 29.3, *в* представлен более общий случай, в котором около точки M максимальной напряженности имеется некоторая пространственная эпюра распределения напряжения σ_1, найденная, например, методом конечных элементов. Определяют площадь поверхности детали $A_{0,94}$, в пределах которой первое главное напряжение σ_1 удовлетворяет соотношению $0{,}94\sigma_{max}\leqslant\sigma_1\leqslant\sigma_{max}$; далее считают, что $L/\bar{G}=A_{0,94}$. Цифра 0,94 получена осреднением соответствующих значений, вычисленных для тех случаев, в которых значение L очевидно (круглые или плоские стержни с надрезами при изгибе или растяжении-сжатии и т. п.). Аналогичный подход был использован в работе [10].

Расчет коэффициентов вариации пределов выносливости

Для расчета на выносливость вероятностными методами необходимо знать коэффициент вариации предела выносливости детали $v_{\sigma_{-1g}}$, учитывающий рассеяние сопротивления усталости:

$$v_{\sigma_{-1g}}=\frac{S_{\sigma_{-1g}}}{\bar{\sigma}_{-1g}}, \qquad (29.60)$$

где $S_{\sigma_{-1g}}$, $\bar{\sigma}_{-1g}$ — среднее квадратичное отклонение и среднее значение предела выносливости σ_{-1g}.

Этот коэффициент зависит от многих факторов (если нет возможности прямого экспериментального определения коэффициента):

$$v_{\sigma_{-1g}}=\sqrt{v^2_{\sigma_{max}}+v^2_{\sigma_{-1}}+v^2_{\sigma_a}}, \qquad (29.61)$$

где $v_{\sigma_{max}}$ — коэффициент вариации максимальных предельных напряжений в зоне концентрации, соответствующих пределам выносливости детали (при испытании идентичных деталей, изготовленных из металла одной плавки), связанный со структурной неоднородностью металла (статистической природой процесса усталостного разрушения):

$$v_{\sigma_{max}}=\frac{\theta^{-v_\sigma}(1-10^{-2S})}{2\left(1+\theta^{-v_\sigma}\right)}, \qquad (29.62)$$

где v_σ, S — параметры уравнения подобия усталостного разрушения (29.45); по опытным данным, $S=0{,}045\ldots0{,}05$ для сталей; $S=0{,}05\ldots0{,}06$ для алюминиевых и магниевых деформируемых сплавов. Приняв в уравнении (29.62) в среднем $S=0{,}05$, получаем

$$v_{\sigma_{max}}=0{,}1\left(1+\theta^{-v_\sigma}\right). \qquad (29.63)$$

Влияние рассеяния механических свойств металла разных плавок учитывают с помощью коэффициента вариации $v_{\bar{\sigma}_{-1}}$ для средних (в пределах одной плавки) значений пределов выносливости гладких лабораторных образцов диаметром 7,5 мм. Вариации рассматривают на множестве всех плавок металла данной марки.

Если σ_{-1i} — значение σ_{-1} для i-й плавки, то среднее значение $\bar{\sigma}_{-1}$, среднее квадратическое отклонение $S_{\bar{\sigma}_{-1}}$ и коэффициент вариации $v_{\bar{\sigma}_{-1}}$ величины σ_{-1} определяют по формулам:

$$\bar{\sigma}_{-1}=\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\bar{\sigma}_{-1i}; \qquad (29.64)$$

$$S_{\bar{\sigma}_{-1}}=\sqrt{\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}\left(\bar{\sigma}_{-1i}-\bar{\sigma}_{-1}\right)^2}; \qquad (29.65)$$

$$v_{\bar{\sigma}_{-1}}=\frac{S_{\bar{\sigma}_{-1}}}{\bar{\sigma}_{-1}}. \qquad (29.66)$$

Коэффициент $v_{\bar{\sigma}_{-1}}$ следует определять по статистическим данным о рассеянии пределов выносливости по формулам (29.64)—(29.66). Если данных по рассеянию величин σ_{-1} нет, то, учитывая практическую линейную зависимость между пределами выносливости и временным сопротивлением, в первом приближении можно полагать, что

$$v_{\sigma_{-1}}\approx v_{\sigma_a}, \qquad (29.67)$$

где v_{σ_a} — коэффициент вариации временного сопротивления металла на множестве всех плавок, чаще всего $v_{\sigma_a}=0{,}04\ldots0{,}1$, но встречаются и большие значения.

Отклонение фактических размеров деталей машин от номинальных в пределах допусков может порождать дополнительное рассеяние пределов выносливости деталей, которое нужно учитывать в расчетах на прочность вероятностными методами. Относительные колебания основных абсолютных размеров деталей (например, диаметров валов) невелики, и, как показывают расчеты, ими можно пренебречь при оценке $v_{\sigma_{-1}}$.

Основное влияние на значение $v_{\sigma_{-1}}$ оказывают случайные колебания радиусов кривизны ρ в зоне концентрации напряжений, которые можно охарактеризовать коэффициентами вариации v_ρ. Значения этих коэффициентов нужно находить по результатам измерения партий деталей (не менее 30—50 шт.) в условиях производства. Допустим, что в результате n измерений получены сле-

дующие значения радиусов: ρ_1, ρ_2, . . . , ρ_i, . . . , ρ_n. Среднее значение ρ и среднее квадратичное отклонение S_ρ радиусов кривизны ρ находим по формулам:

$$\bar{\rho}=\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\rho_i; \qquad (29.68)$$

$$S_\rho=\sqrt{\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}(\rho_i-\bar{\rho})^2}. \qquad (29.69)$$

Коэффициент вариации $v_\rho=S_\rho/\bar{\rho}$; обычно $v_\rho=0{,}05\ldots0{,}30$.

Зависимость α_σ от ρ может быть представлена функцией

$$\alpha_\sigma=\varphi(\rho). \qquad (29.70)$$

Среднее квадратичное отклонение

$$S_{\alpha_\sigma}\approx\left|\frac{\partial\varphi}{\partial\rho}\right|_{\bar{\rho}}S_\rho=\left|\frac{\partial\psi}{\partial\rho}\right|\bar{\rho}v_\rho.$$

Коэффициент вариации

$$v_{\alpha_\sigma}=\frac{S_{\alpha_\sigma}}{\bar{\alpha}_\sigma}\approx\left|\frac{\partial\psi}{\partial\rho}\right|_{\bar{\rho}}\frac{\bar{\rho}}{\bar{\alpha}_\sigma}v_\rho, \qquad (29.71)$$

где $\bar{\alpha}_\sigma$ — среднее значение α_σ, соответствующее $\rho=\bar{\rho}$; $\left|\frac{\partial\psi}{\partial\rho}\right|_{\bar{\rho}}$ — абсолютное значение производной, которое берут при средних значениях определяющих параметров.

Вид функции (29.70) обычно бывает весьма сложным, а иногда и неизвестным (если значения α_σ находили экспериментально, например поляризационно-оптическим методом). Поэтому для нахождения производной в выражении (29.71) целесообразно осуществить линейную аппроксимацию функции (29.70) в окрестности заданных значений параметров, используя уравнение прямой, проходящей через две точки:

$$\frac{\alpha_\sigma-\alpha_{\sigma_1}}{\alpha_{\sigma_2}-\alpha_{\sigma_1}}=\frac{\rho/d-(\rho/d)_1}{(\rho/d)_2-(\rho/d)_1}, \qquad (29.72)$$

где ρ/d — заданное значение отношения параметров ρ и d (вместо ρ/d может быть ρ/l и т. п.); $(\rho/d)_2>\rho/d$ и $(\rho/d)_1<\rho/d$ — значения отношений ρ/d, близкие к заданному значению; α_{σ_2}, α_{σ_1} — значения α_σ, соответствующие $(\rho/d)_2$ и $(\rho/d)_1$.

29.3. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ МНОГОЦИКЛОВОМ НАГРУЖЕНИИ

Характеристики переменной нагруженности деталей машин

Регулярным нагружением называют периодический закон изменения напряжений с одним максимумом и одним минимумом в периоде при постоянстве всех параметров цикла в течение всего периода эксплуатации машины.

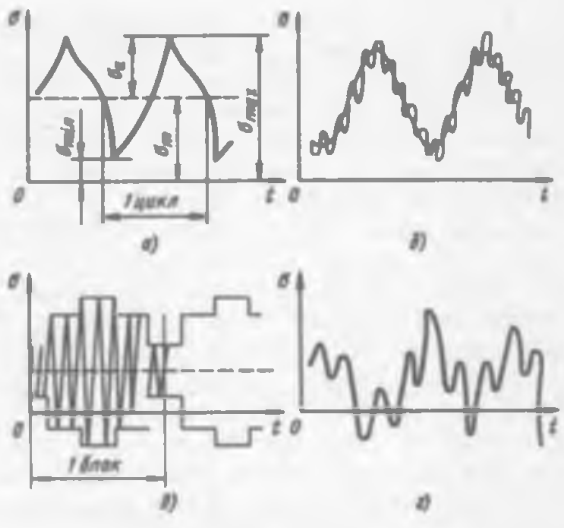


Рис. 29.10. Характер изменения напряжений во времени

На рис. 29.10, *а* показан пример регулярного нагружения. Параметры цикла напряжений (максимальное σ_{max}, минимальное σ_{min} напряжения, амплитуда σ_a и среднее напряжение цикла σ_m) предполагают постоянными в течение всего срока службы машины, причем

$$\sigma_a=0{,}5(\sigma_{max}-\sigma_{min});\ \sigma_m=0{,}5(\sigma_{max}+\sigma_{min}). \qquad (29.73)$$

Такое нагружение имеет место, например, в клапанных пружинах двигателей, сжимаемых профильными кулачками и встречается довольно редко. Остальные виды нагружений бигармоническое (рис. 29.10, *б*), полигармоническое, программно-блочное (рис. 29.10, *в*), случайное (рис. 29.10, *г*) относят к категории нерегулярных.

Для оценки уровня нагруженности в условиях эксплуатации производят тензометрирование деталей при различных режимах работы.

Блоком нагружения называют совокупность последовательных мгновенных значений напряжений, возникающих в детали в течение определенной наработки в эксплуатации, обозначаемой $l_б$, измеряемой в километрах пробега (транспортные машины), часах работы (технологическое оборудование), количеством рабочих циклов (прессы), количеством полетов (самолеты) и т. д.

Случайный процесс изменения напряжений, записанный при тензометрировании в течение наработки $l_б$ (один блок нагружения), схе-

матизируют одним из методов схематизации, т. е. заменяют другим, более простым (схематизированным) процессом, который по степени вносимого усталостного повреждения должен быть эквивалентен исходному случайному процессу. Это делают для того, чтобы из случайного процесса выделить определенную последовательность циклов, характеризуемых амплитудой σ_{ai} и средним напряжением цикла σ_{mi}, где i — номер амплитуды в полученной последовательности, $i=1, 2, \ldots, r$.

Наиболее распространенными методами схематизации являются метод максимумов (приводящий к более повреждающему схематизированному процессу), метод размахов (приводящий к менее повреждающему процессу), методы «дождя» и полных циклов, приводящие к лучшей эквивалентности исходного и схематизированного процесса по степени вносимого усталостного повреждения. Методы схематизации и алгоритмы их применения описаны подробно в ГОСТ 25.101—83.

Случайные процессы условно разделяют на узкополосные (рис. 29.11, *а*) и широкополосные (рис. 29.11, *б*). Для характеристики сложности структуры процесса используют параметр $\varkappa$, равный отношению числа нулей процесса N_0 (числа пересечения процессом средней линии) к числу экстремумов процесса $N_э$:

$$\varkappa = N_0/N_э. \qquad (29.74)$$

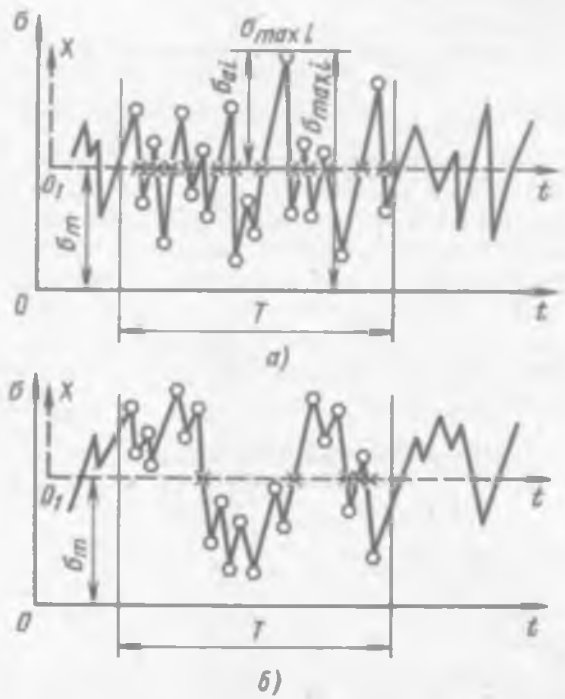


Рис. 29.11. Два типа случайных процессов изменения напряжений

Для гармонического процесса $\varkappa=1$. Для узкополосного процесса $\varkappa\approx 1$. Так, на рис. 29.11, *а* имеем $N_0=15$, $N_э=20$, $\varkappa=0{,}75$. Для широкополосного процесса $\varkappa\ll 1$ (на рис. 29.11, *б* $N_0=5$, $N_э=20$, $\varkappa=0{,}25$). Для характеристики случайных процессов используют функцию спектральной плотности, характеризующую распределение энергии по частотам. Узкополосным случайным процессам соответствует функция спектральной плотности, заданная в узком диапазоне частот $\Delta\omega$, лежащем около одной главной частоты ω. Широкополосному процессу соответствует функция спектральной плотности, лежащая в более широкой полосе частот.

Для узкополосных процессов все методы схематизации приводят к практически совпадающим функциям распределения амплитуд напряжений, а следовательно, и к совпадению расчетных долговечностей. Для широкополосных процессов расчетные долговечности при различных методах схематизации могут отличаться весьма существенно. Если при схематизации фиксируются только амплитуды напряжений σ_{ai} ($i=1, 2, \ldots$), то такую схематизацию называют однопараметрической. При фиксировании двух параметров σ_{ai} и σ_{mi} схематизацию называют двухпараметрической. В этом случае исходную информацию представляют в виде корреляционной таблицы, отражающей повторяемость амплитуд и средних напряжений цикла. По таблице вычисляют эквивалентные амплитуды, приведенные к симметричному циклу,

$$\sigma_{a\text{э}} = \sigma_a + \psi_{\sigma k}\sigma_m, \qquad (29.75)$$

где $\psi_{\sigma k}$ — коэффициент влияния асимметрии цикла на предельную амплитуду (29.9).

Таким образом получают распределение амплитуд напряжений. Результаты представляют в виде таблицы (табл. 29.8) (индекс «э» для простоты в дальнейшем опущен). Весь диапазон изменения σ_a разбит на интервалы $\sigma_{ai} \pm \Delta\sigma/2$, в таблице указаны середины интервалов σ_{ai}. Далее подсчитывают повторяемость амплитуд i-го интервала $\nu^{(j)}_{ik}$ и относят их значения к серединам интервалов

29.8. Повторяемость амплитуд напряжений в одном блоке k-й реализации j-го режима нагружения

i	1	2	3	...	r
σ_{ai}, МПа					
$\nu^{(j)}_{ik}$					

σ_{ai}. Индекс j — номер режима работы, т. е. номер сочетания регламентируемых факторов, k — номер реализации (см. ниже).

Общее число циклов в блоке нагружения составляет (k-я реализация j-го режима)

$$\nu_{6k}^{(j)} = \sum_{i=1}^{r} \nu_{i6k}^{(j)}. \qquad (29.76)$$

Таким образом, информацией о нагруженности в j-режиме, соответствующей одной k-й реализации, является табл. 29.8.

Машины работают в разных режимах эксплуатации, для каждого из которых нужно производить тензометрирование. Для получения совокупности режимов, для которых необходимо проведение тензометрических исследований, выделяют регламентируемые факторы. Например, для грузовых автомобилей такими факторами являются тип дороги (асфальт, булыжник, грунтовая дорога), груз в кузове (полный, 0,5 полного, без груза), скорость движения (например, 40, 60 и 80 км/ч). Таким образом, в данном примере имеем $3^3 = 27$ комбинаций регламентируемых факторов, т. е. факторов, для которых необходимо проведение тензометрических исследований.

Помимо регламентируемых факторов имеются другие нерегламентируемые факторы, влияющие на уровень нагруженности, хотя и не столь сильно, как регламентируемые. Так, применительно к грузовым автомобилям к таким факторам можно отнести вариации качества дорог в пределах одного типа (например, асфальтовых дорог), квалификация и состояние водителя, условия погоды, индивидуальные особенности данного экземпляра машины и т. д. Чтобы оценить влияние этих факторов, необходимо производить повторные тензометрические измерения при каждом из сочетаний регламентируемых факторов, варьируя нерегламентируемые факторы. Таких повторных измерений должно быть не менее 5—10. При этом для простоты наработку l_6, соответствующую одному блоку нагружения, целесообразно оставить одной и той же.

Для расчета необходимо установить доли времени работы машины P_j при каждом j-м сочетании регламентируемых факторов ($j = 1, 2, \ldots, m$, где m — общее число регламентируемых факторов). Далее, взяв по одной реализации (типа табл. 29.8) нагруженности при каждом j-м режиме, образуют смешанный блок нагружения (табл. 29.9), вычисляя повторяемость амплитуд в каждом i-м интервале (сохраняя неизменными интервалы разбиения по σ_{ai}):

$$\nu_{i6k} = \sum_{j=1}^{m} P_j \nu_{i6k}^{(j)}. \qquad (29.77)$$

В образованной реализации смешанного блока нагружения находят максимальную амплитуду σ_{amaxk}, отношения $\sigma_{ai}/\sigma_{amaxk}$, разбивают диапазон изменения $\sigma_{ai}/\sigma_{amaxk}$ на интервалы, например, как указано в табл. 29.10, заносят в таблицу значения повторяемостей ν_{i6k} и вычисляют отношения $t_i = \nu_{i6k}/\nu_{6k}$.

Полученная таблица в сочетании с величинами σ_{amaxk} и $\nu_{6k} = \sum_{i=1}^{r} \nu_{i6k}$ является одной из реализаций смешанного блока нагружения. При определении σ_{amaxk} в k-й реализации смешанного блока нагружения необходимо учесть, что если число циклов n_{ik} повторения некоторой амплитуды σ_{aik} за срок службы весьма мало, то эта амплитуда не влияет на накопление усталостных повреждений. Поэтому амплитуды, удовлетворяющие условию

29.9. Подсчет повторяемости амплитуд напряжений в k-й реализации смешанного блока нагружения

i	1	2	3	...	r	
σ_{ai}, МПа						
$\nu_{i6k}^{(1)}$						P_1
$\nu_{i6k}^{(2)}$						P_2
$\nu_{i6k}^{(3)}$						P_3
⋮						⋮
$\nu_{i6k}^{(m)}$						P_m
ν_{i6k}						
$\sigma_{ai}/\sigma_{a}max^{k}$						

29.10. Расчетный блок нагружения k-й реализации

i	1	2	3	...	r
$\sigma_{ai}/\sigma_{amaxk}$	1,00	0,95	0,90		
ν_{i6k}					
t_{ik}					

$$\frac{n_{ik}}{N_i}=\frac{\nu_{6k}\lambda\left(\sigma_{aik}\right)^m}{\sigma_{-1g}^m N_G}<0{,}001, \qquad (29.78)$$

отбрасывают и за σ_{amaxk} принимают первую наибольшую амплитуду σ_{aik} смешанного блока, которая не удовлетворяет этому условию.

В уравнении (29.78) m — показатель наклона левой ветви кривой усталости детали; i — число блоков нагружения за нормативный срок службы детали; $N_i=(\sigma_{-1g}^m N_G)/\sigma_{aik}^m$ — число циклов по кривой усталости детали, соответствующее амплитуде σ_{aik}.

Для учета влияния нерегламентируемых факторов на рассеяние характеристик нагруженности необходимо получить несколько таких реализаций смешанного блока (не менее 10), используя результаты повторных замеров при каждом сочетании регламентируемых факторов и повторяя описанную процедуру. При этом интервалы разбиения по шкале $\sigma_{ai}/\sigma_{amax}$ целесообразно оставлять общими.

Обозначим σ_{amaxk}, ν_{6k}, t_{ik} соответствующие величины для k-й реализации смешанного блока. Тогда среднее значение $\bar{\sigma}_{amax}$, среднее квадратичное отклонение $S_{\sigma_{amax}}$ и коэффициент вариации $v_{\sigma_{amax}}=v_\sigma$ величины σ_{amax} вычисляют по формулам:

$$\bar{\sigma}_{amax}=\frac{1}{l}\sum_{k=1}^{l}\sigma_{amaxk}; \qquad (29.79)$$

$$S_{\sigma_{amax}}=\sqrt{\frac{1}{k-1}\sum_{k=1}^{l}\left(\sigma_{amaxk}-\bar{\sigma}_{amax}\right)^2}; \qquad (29.80)$$

$$v_{\sigma_{amax}}=v_\sigma=S_{\sigma_{amax}}/\bar{\sigma}_{amax}. \qquad (29.81)$$

Учет рассеяния числа циклов ν_6 в блоке нагружения удобнее проводить, прологарифмировав их:

$$\overline{\lg\nu_6}=\frac{1}{l}\sum_{k=1}^{l}\lg\nu_{6k}; \qquad (29.82)$$

$$S_{\lg\nu_6}=\sqrt{\frac{1}{l-1}\sum_{k=1}^{l}\left(\lg\nu_{6k}-\overline{\lg\nu_6}\right)^2}; \qquad (29.83)$$

$$v_{\lg\nu_6}=\frac{S_{\lg\nu_6}}{\lg\nu_6}. \qquad (29.84)$$

Форму смешанного блока нагружения, определяемую величинами t_i, также целесообразно задать по средним значениям этих величин, т. е.

$$\bar{t}_i=\frac{1}{l}\sum_{k=1}^{l}t_{ik}. \qquad (29.85)$$

Полученные данные являются исходной информацией о нагруженности, необходимой для расчета усталостной долговечности детали при нерегулярном нагружении вероятностными методами.

Расчет по коэффициентам запаса прочности при регулярном нагружении

При одновременном возникновении в детали нормальных σ и касательных τ напряжений коэффициент запаса прочности

$$n=\frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2+n_\tau^2}}\geqslant[n]; \qquad (29.86)$$

$$n_\sigma=\frac{\sigma_{-1}}{K\sigma_a+\psi_\sigma\sigma_m}; \qquad (29.87)$$

$$n_\tau=\frac{\tau_{-1}}{K\tau_a+\psi_\tau\tau_m}, \qquad (29.88)$$

где n_σ, n_τ — коэффициенты запаса прочности, вычисляемые только по нормальным или только по касательным напряжениям; σ_a, τ_a — амплитуды напряжений; σ_m, τ_m — средние напряжения цикла; K — коэффициент суммарного влияния всех факторов на величину предела выносливости, определяемый по уравнениям (29.20) и (29.21); ψ_σ, ψ_τ — коэффициенты влияния асимметрии цикла на предельные амплитуды напряжений; σ_{-1}, τ_{-1} — пределы выносливости при симметричном цикле гладких лабораторных образцов диаметром $d_0=7{,}5$ мм (эталонных) при изгибе с вращением и кручением соответственно.

Прочность детали считается обеспеченной, если значение n превышает минимально допустимое нормативное значение $[n]=1{,}5\ldots 2{,}5$. Здесь указан наиболее распространенный интервал изменения $[n]$. Нижнее значение указанного интервала соответствует тем случаям, в которых имеется достоверная экспериментальная информация о рабочих напряжениях, применяется однородный материал, стабильная контролируемая технология, а возможные усталостные разрушения не приводят к катастрофическим последствиям или большим материальным потерям. В противном случае нужно выбирать более высокие значения $[n]$ из указанного интервала.

Дифференциальный метод определения $[n]$ как произведения большого количества со-

множителей, каждый из которых может колебаться в некоторых пределах, описанный в некоторых руководствах, допускает неоправданное назначение $[n]$ вследствие произвольного варьирования каждого из многих сомножителей.

Значения $[n]$ нужно устанавливать на основе расчетов, проектирования машин и наблюдений за их поведением в эксплуатации применительно к деталям определенного класса каждой из отраслей машиностроения. Значение $[n]$ может быть обосновано проведением вероятностных расчетов на прочность, изложенных ниже, и сопоставлением со статистикой отказов в эксплуатации.

Расчет по коэффициентам запаса прочности при нерегулярном нагружении

В этом случае общий коэффициент запаса и расчетное условие прочности выражаются формулой (29.86), а коэффициенты n_σ и n_τ вычисляют по формулам:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1g}}{\sigma_{\max}};\quad n_\tau = \frac{\tau_{-1g}}{\tau_{\max}}, \qquad (29.89)$$

где $\sigma_{\max} = \sqrt[m_\sigma^*]{\dfrac{\lambda}{a_{p\sigma}N_{G\sigma}} \sum\limits_{(\sigma_{ai} \geqslant \sigma_{-1g}/n_\sigma)} \sigma_{ai}^{m_\sigma^*} \nu_{i\delta\sigma}};$ (29.90)

$$\tau_{\max} = \sqrt{\frac{\lambda}{a_{p\tau}N_{G\tau}} \sum_{(\tau_{ai} \geqslant \tau_{-1g}/n_\tau)} \tau_{ai}^{m_\tau^*} \nu_{i\delta\tau}}; \qquad (29.91)$$

$$a_{p\sigma} = \frac{\sigma_{a\max}\zeta_\sigma - 0{,}5\sigma_{-1g}}{\sigma_{a\max} - 0{,}5\sigma_{-1g}}; \qquad (29.92)$$

$$a_{p\tau} = \frac{\tau_{a\max}\zeta_\tau - 0{,}5\tau_{-1g}}{\tau_{a\max} - 0{,}5\tau_{-1g}}; \qquad (29.93)$$

$$\zeta_\sigma = \sum_{(\sigma_{ai} > 0{,}5\sigma_{-1g})} \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a\max}} t_{i\sigma}; \qquad (29.94)$$

$$\zeta_\tau = \sum_{(\tau_{ai} > 0{,}5\tau_{-1g})} \frac{\tau_{ai}}{\tau_{a\max}} t_{i\tau}; \qquad (29.95)$$

$$t_{i\sigma} = \frac{\nu_{i\delta\sigma}}{\nu_{\delta\sigma}^*};\quad t_{i\tau} = \frac{\nu_{i\delta\tau}}{\nu_{\delta\tau}^*}; \qquad (29.96)$$

$$\nu_{\delta\sigma}^* = \sum_{(\sigma_{ai} \geqslant 0{,}5\sigma_{-1g})} \nu_{i\delta\sigma};\quad \nu_{\delta\tau}^* = \sum_{(\tau_{ai} \geqslant 0{,}5\tau_{-1g})} \nu_{i\delta\tau}, \qquad (29.97)$$

где $\nu_{i\delta\sigma}$, $\nu_{i\delta\tau}$ — число повторений амплитуд σ_{ai}, τ_{ai} в одном смешанном блоке нагружения; λ — общее число блоков нагружения за рассчитываемый срок службы; $a_{p\sigma}$, $a_{p\tau}$ — коэффициенты, корректирующие формулу линейной гипотезы суммирования усталостных повреждений [1]. Величины n_σ, n_τ вычисляют по формулам (29.89) методом последовательных приближений, поскольку величина n_σ, например, входит в левую и правую части уравнений (29.89). Запись $\sigma_{ai} \geqslant \sigma_{-1g}/n_\sigma$ под знаком суммы в (29.90) означает, что суммирование осуществляют только по амплитудам, удовлетворяющим этому неравенству [аналогично в формуле (29.90)].

При вычислении ζ_σ, ζ_τ составляют укороченные блоки амплитуд напряжений путем отбрасывания амплитуд $\sigma_{ai} < 0{,}5\sigma_{-1g}$ и $\tau_{ai} < 0{,}5\tau_{-1g}$. Общие числа циклов в укороченных блоках в уравнениях (29.96) и (29.97) обозначены $\nu_{\delta\sigma}^*$, $\nu_{\delta\tau}^*$. Если по формуле (29.92) получится $a_{p\sigma} < 0{,}1$, то следует принять $a_{p\sigma} = 0{,}1$ [аналогично в формуле (29.93)].

Параметры кривых усталости N_G, m в общем случае должны быть различными для нормальных и касательных напряжений, в связи с чем в уравнениях (29.90) и (29.91) введены индексы σ и τ у этих величин.

Расчет функции распределения долговечности при нерегулярном нагружении и линейном напряженном состоянии

Долговечность детали до появления первой макроскопической трещины усталости (длиной 0,5—1 мм), выраженную числом блоков нагружения λ, согласно корректированной линейной гипотезе вычисляют по формуле

$$\lambda = \frac{a_p\sigma_{-1g}^m N_G}{\sum\limits_{(\sigma_{ai} \geqslant \sigma_{-1g})} \sigma_{ai}^m \nu_{i\delta}} = \frac{a_p\sigma_{-1g}^m N_G}{\nu_\delta \sigma_{a\max}^m \sum\limits_{(\sigma_{ai} \geqslant \sigma_{-1g})} \left(\dfrac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a\max}}\right)^m t_i}, \qquad (29.98)$$

где a_p вычисляют по формуле (29.92) с учетом выражений (29.93)—(29.97).

Так как все величины, входящие в правую часть уравнения (29.98), являются случайными величинами, то таковой является и долговечность λ, что подтверждается опытом эксплуатации машин. Поэтому возникает задача расчета функции распределения случайной величины λ, характеризующей зависимость между вероятностью появления трещины и наработкой λ. Эта функция является объективной оценкой долговечности и надежности

детали, и методы ее определения играют важную роль при решении многих практических задач по установлению медианного и γ-процентного ресурса на стадии проектирования и доводки машины по нахождению оптимальных конструктивно-технологических решений на этой стадии, по ускорению доводки машины, по оценке сроков капитальных ремонтов и объема выпуска запасных частей и т. д.

Указанную задачу можно решать методом статистических испытаний. Для этого на ЭВМ моделируются функции распределения величин σ_{-1g}, N_G, m, σ_{ai}, ν_{ib}, входящих в правую часть уравнения (29.98). Выбирая случайные значения каждой из этих величин, по формуле (29.98) вычисляют случайное значение λ. Повторяя многократно (100 и более раз) указанные реализации, получают последовательность случайных значений λ. Производят статистическую обработку полученной выборки стандартными методами, получают искомую функцию распределения λ. Главная трудность в применении этого метода состоит в экспериментальном получении функции распределения величин, входящих в правую часть выражения (29.98).

Поэтому предложен более простой приближенный метод оценки функции распределения λ. Согласно этому методу пренебрегают вариацией величин a_p, N_G, $\Sigma(\sigma_{ai}/\sigma_{a\max})^m t_i$, входящих в правую часть выражения (29.98). Учитываются вариации предела выносливости с помощью коэффициента $v_{\sigma_{-1g}}$, вариации максимальной амплитуды блока $\sigma_{a\max}$ с помощью коэффициента вариации $v_{\sigma_{a\max}} = v_\sigma$. Можно учесть также вариации числа циклов в блоке нагружения ν_b.

При использовании уравнения (29.98) часто возникает трудность, заключающаяся в том, что все амплитуды блока $\sigma_{ai} < \sigma_{-1g}$, так что сумма в знаменателе уравнения (29.98) становится равной нулю. Это имеет место для деталей всех машин, рассчитанных на большой срок службы (более 15—20 лет). Однако долговечность остается конечной за счет случайных колебаний σ_{ai} и $\sigma_{a\max}$, в результате которых набирается определенное число амплитуд σ_{ai}, превышающих σ_{-1g}.

Для преодоления этой трудности уравнение (29.98) представляем в виде

$$\frac{N_{\text{сум}}}{N_G} = \frac{\lambda \nu_b}{N_G} = a_p \left[n_p^m \sum_{(\sigma_{ai}/\sigma_{a\max} \geq 1/n_p)} \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a\max}} \right)^m t_i \right]^{-1}, \quad (29.99)$$

где $n_p = \sigma_{a\max}/\sigma_{-1g}$ — коэффициент нагруженности.

Задаваясь рядом значений $n_p > 1$, можно по (29.99) найти соответствующие величины относительных долговечностей $N_{\text{сум}}/N_G$. Зависимость $N_{\text{сум}}/N_G$ от n_p является уравнением вторичной кривой усталости при эксплуатационном нагружении.

Квантиль u_p, соответствующая вероятности разрушения p при заданных значениях n_p и связанных с ними по уравнению (29.99) относительных долговечностях $N_{\text{сум}}/N_G$, вычисляют по формуле

$$u_p = \frac{1 - \bar{n}}{\sqrt{\bar{n}^{-2} v_{\sigma_{-1g}}^2 + v_\sigma^2}}, \quad (29.100)$$

где

$$\bar{n} = n_p/n; \quad n = \sigma_{a\max}/\sigma_{-1g}. \quad (29.101)$$

По уравнениям (29.99)—(29.101) находят функцию распределения долговечности, характеризующую связь между вероятностью разрушения p и долговечностью $N_{\text{сум}}/N_G$.

Соответствующие расчеты для плоского напряженного состояния изложены в [1].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Когаев В. П.** Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М.: Машиностроение, 1977. 232 с.

2. **Смирнов Н. В., Дунин-Барковский И. В.** Краткий курс математической статистики для технических приложений. М.: Физматгиз, 1959. 436 с.

3. **Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М.** Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М.: Машиностроение, 1975. 488 с.

4. **Степнов М. Н.** Статистическая обработка результатов механических испытаний. М.: Машиностроение, 1972. 232 с.

5. **Нейбер Г.** Концентрация напряжений. М.: Гостехиздат, 1947. 204 с.

6. **Петерсон Р.** Коэффициенты концентрации напряжений. М.: Мир, 1977. 302 с.

7. **Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П.** Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. М.: Машиностроение, 1985. 223 с.

8. **Степнов М. Н., Гиацинтов Е. В.** Усталость легких конструкционных сплавов. М.: Машиностроение, 1973. 317 с.

9. **Методические** указания. Расчеты и испытания на прочность. Расчетно-экспериментальные методы оценки сопротивления усталости. РД 50-551—85. М.: Изд-во стандартов, 1986. 52 с.

10. **Сурков А. И.** Обобщенный критерий подобия усталостного разрушения//Вестник машиностроения. 1987. № 7. С. 28—30.

Глава 30
ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

При трении и изнашивании деталей машин протекают сложные, взаимосвязанные физические, химические и механические процессы. Расчет на износ основывается на экспериментально-теоретических методах. На этапе проектирования конструкций необходимо установить доминирующий вид изнашивания деталей и узлов в различных условиях эксплуатации, предусмотреть средства обеспечения надежности и заданного ресурса. Следует учитывать физико-химическое влияние окружающей среды, стохастические закономерности распределения поверхностных сил, тепловых источников, импульсивность их воздействия, высокую скорость протекания химических реакций, градиенты полей напряжений, деформаций, температур, диффузионные процессы массопереноса. Во время работы узлов трения, особенно в неустановившемся режиме, вид изнашивания может изменяться. Основные виды изнашивания описаны в работах [1—10].

30.1. ВИДЫ ИЗНАШИВАНИЯ

Абразивное изнашивание представляет собой механическое разрушение трущихся поверхностей, возникающее в результате режущего или царапающего воздействия твердых тел и частиц. Характерным условием абразивного изнашивания являются повышенная твердость изнашивающих тел — частиц минерального происхождения, шероховатость более твердой поверхности, наклепанные металлические частицы износа, твердые структурные составляющие материала, оксидные пленки. На изнашивающейся поверхности остаются следы (риски, канавки, царапины) как результат микрорезания, снятия стружки, пластического деформирования. Абразивное воздействие оказывают твердые частицы в потоке жидкости, газа, воздуха при попадании на твердое тело. Возникновение трения и удара в месте контакта приводят к ударно-абразивному, ударно-гидроабразивному, ударно-усталостному, ударно-тепловому разрушению. Диссипация энергии связана с разрушением и удалением трущегося материала, сопровождается интенсивным деформированием пластичных материалов, возникновением трещин у хрупких материалов.

Абразивная износостойкость зависит от прочности межатомных связей в решетке. М. М. Хрущев получил приблизительную зависимость для оценки объемного износа V в зависимости от нормальной нагрузки N, пути трения S, начальной твердости металла H, размера абразивного зерна a $V=cNSa/H$, где c — коэффициент, зависящий от абразивных свойств истирающей поверхности, условий взаимодействия контактирующих тел, кинематики движения тел и закрепления абразива в контакте, остроты его ребер.

Обратная пропорциональность износа числу твердости характерна для технически чистых металлов и сталей в отожженном состоянии. Износ линейно возрастает с ростом размера зерна только до некоторого его критического значения, затем при увеличении размера зерна не изменяется. Особенно большое значение размер зерна имеет при изнашивании полимера в связи с низкой когезионной прочностью полимера. Относительная износостойкость механически наклепанных металлов и сталей, у которых в процессе наклепа не произошло фазовых превращений, не зависит от твердости стали после наклепа, так как в процессе самого изнашивания происходит значительный наклеп. Если скорость скольжения не приводит к заметному нагреву контакта, она мало влияет на абразивное изнашивание. Относительная износостойкость зависит от соотношения твердостей абразива $H_а$ и металла $H_м$. При $H_а < kH_м$ и коэффициенте $k=0{,}7\ldots1$ износ незначительный, при $H_а > kH_м$ и $k=1{,}3\ldots1{,}7$ относительная износостойкость сталей (кроме сталей Гадфильда) не зависит от твердости абразива. В переходной области износ металла возрастает с повышением твердости абразива.

Абразивное изнашивание происходит в сельскохозяйственных, горных, дорожных, строительных, транспортных, металлургических и других машинах, при дроблении и транспортировании руды, камня, угля, добыче полезных ископаемых, работе с грунтом или с почвой, при механической поверхностной обработке деталей. Попадание твердых частиц песчаной пыли в смазочный материал, взаимодействие с деталями механизма приводит к удалению конструкционного материала в виде мелкой стружки, фрагментов материала, дисперсных кусочков. Абразивному изнашиванию подвержены также лопатки газовых турбин, рабочие колеса, направляющие гидравлических турбин, трубы и насосы землеснарядов, многие детали, агрегаты, оборудование, выполненные из металлов, сплавов, полимеров, композиционных материалов, керамических материалов, углеграфитов.

Коррозионно-механическое изнашивание возникает при трении материалов, вступающих в химическое взаимодействие с окружающей средой. В этом случае могут также иметь место электрические процессы. Изнашивание происходит под влиянием одновременно протекающих процессов поверхностного разрушения под действием механического и коррозионного факторов. Интенсивность коррозионно-механического изнашивания зависит от природы контактирующих материалов, их коррозионной стойкости, состава окружающей среды, от взаимодействия материалов со средой, смазочными материалами, активными компонентами (присадками).

От соотношения скоростей разрушения и восстановления оксидных пленок зависят интенсивность и механизм поверхностного разрушения. При высоких скоростях разрушения оксидных слоев образуются физически чистые (ювенильные) поверхности, имеющие повышенную склонность к схватыванию и быстрому разрушению.

Существенное влияние на процесс изнашивания оказывает водород. Он выделяется из материалов трущихся тел, смазочных материалов, топлива, паров воды, пластмасс, окружающей среды и увеличивает интенсивность изнашивания. Возникает охрупчивание и образуется мелкодисперсный порошок. Существует связь между свойствами, составом и структурой различных химических соединений, возникающих в контакте, с противоизносными, противозадирными, антифрикционными свойствами присадок, использующихся в смазочных материалах. Эффект контактного взаимодействия зависит от адсорбционных свойств присадок, каталитического действия трущихся поверхностей, температурного интервала действия присадок. Поверхностно-активные элементы смазочного материала влияют на развитие приповерхностных дислокаций, могут снижать поверхностную энергию, прочность, увеличивать контактную деформацию.

Коррозионно-механическое изнашивание весьма характерно для различных узлов машин, аппаратов, оборудования нефтехимической, пищевой, горно-металлургической, деревообрабатывающей, микробиологической промышленности. Для уменьшения коррозии при трении используют углеродные материалы, искусственные графиты, полимеры с наполнителями, коррозионно-стойкие стали и сплавы, материалы неметаллической группы, композиты.

Адгезионное изнашивание возникает вследствие действия межповерхностных сил, молекулярного сцепления на поверхности раздела, образования адгезионных связей между касающимися поверхностями. Под адгезией понимают слипание соприкасающихся поверхностей разнородных твердых или жидких тел. Адгезионное взаимодействие приводит к подповерхностному разрушению трущихся материалов, заеданию, возникновению «холодной сварки», повышению интенсивности изнашивания и сил трения. Сила адгезионного взаимодействия зависит от степени очистки поверхностей от адсорбированных слоев, загрязнения, наличия смазочных веществ. Проблема адгезионного взаимодействия является центральной в науке о трении и изнашивании твердых тел (металлов, полимеров, керамики, композитов, полупроводников).

Механизм адгезии связан с особенностями электронного строения контактирующих тел, концентрацией валентных электронов, плотностью свободных электронов на поверхности раздела. Энергия атомных связей, распределение атомов в поверхностных слоях, структура поверхности, дефекты кристаллической решетки определяют условия адгезионного взаимодействия. Эксперименты показали неоднозначную связь адгезии с твердостью, модулем упругости, температурой плавления, кристаллической структурой, поверхностной энергией, скрытой теплотой плавления, размерами атомов. Отсутствие удовлетворительной теории адгезии не позволяет в настоящее время расчетным путем определять силу адгезионного взаимодействия при трении. Для приближенной оценки объемного адгезионного износа V используют уравнение Д. Арчарда:

$$V = \frac{1}{3} k \frac{NS}{\sigma_т} = k \frac{NS}{H},$$

где k — коэффициент; $\sigma_т$ — предел текучести; H — твердость более мягкого материала.

Износ зависит не только от нагрузки, твердости и пути трения, но и от топографии поверхностей, действующих температур, физико-механических свойств приповерхностных слоев, свойств смазочных материалов, окружающей среды и других факторов. На практике адгезионное изнашивание встречается во многих узлах трения — опорах скольжения и качения, в зубчатых передачах, муфтах, направляющих, кулачковых механизмах, при механической обработке материалов. Особенно оно опасно для космической техники, вакуумного оборудования, механизмов атомных реакторов, тяжелонагруженных узлов, функционирующих в газовых и жидких агрессивных средах.

Усталостное изнашивание возникает в результате повторного деформирования микрообъемов материала, вызывающего возникновение трещин и отделение частиц материала. Циклически изменяющиеся контактные напряжения вызывают поверхностное разрушение в виде ямок выкрашивания (питтинг), трещин, осповидного износа, отслаивания. Образующиеся раковинки диаметром от сотых долей миллиметра до нескольких миллиметров увеличиваются в процессе работы узла трения, возникает шелушение поверхности. Появление выкрашивания приводит к усилению вибрационно-акустической активности механизмов, повышению уровня шума, увеличению концентрации нагрузки, контактных напряжений, уменьшению размера площади несущей поверхности трущихся поверхностей, возникновению интенсивного изнашивания и заедания.

Условия возникновения и кинетика развития усталостного изнашивания зависят от напряженного и деформированного состояния поверхностных и приповерхностных слоев материала, физико-механических свойств материала, физико-химических свойств смазочных материалов и окружающей среды, толщины смазочного слоя, кинематики контактирования, формы и размеров соприкасающихся деталей. Возникновению микротрещин при циклических контактных взаимодействиях способствует влияние концентраторов напряжений. К поверхностным концентраторам напряжений относятся дефекты в виде царапин, вмятин, рисок, прижогов и др., к подповерхностным — неметаллические включения, микропоры, раковины, карбиды и др. Большое влияние на процесс усталости оказывает значение максимальных касательных напряжений. Первичная трещина чаще возникает на поверхности контакта, но может зарождаться и в приповерхностных слоях материала.

Скорость развития усталостного изнашивания зависит от многих факторов — механических свойств материала, физико-механических свойств поверхности, качества обработки поверхности, остаточных напряжений в приповерхностных и поверхностных слоях материалов, концентрации напряжений, степени приработки, частоты изменения напряжений, уровня температуры, химической активности окружающей среды и других факторов. Увеличение коэффициента трения скольжения способствует возникновению выкрашивания. С ростом толщины смазочного слоя уменьшается число взаимодействующих микронеровностей, предотвращается металлический контакт.

В связи с тем, что появление выкрашивания связано с пластическим деформированием, можно объяснить положительное влияние на стойкость материала повышенных значений пределов упругости и текучести, вязкости материала, твердости несущей области материала. Отметим важное значение дислокационных процессов (образование пустот, слияние дислокаций вдоль плоскостей скольжения или спайности).

Классические работы Г. Герца, Н. М. Беляева, эксперименты и расчеты А. И. Петрусевича, Д. Н. Решетова, В. Н. Кудрявцева, С. В. Пинегина, Г. Лундберга, А. Пальмгрена, Т. Е. Тэллиана и других ученых позволили осуществить расчеты деталей машин на усталостное контактное разрушение. Расчетное нормальное контактное напряжение по Г. Герцу $\sigma_н$ и число циклов нагружения до наступления выкрашивания $N_н$ связаны уравнением $\sigma_н = A/N_н^x$, где A — величина, зависящая от свойств конструкционного материала, условий нагружения, свойств смазочного материала и других факторов; x — показатель степени.

При расчетах подшипников качения принимают $x \approx 0{,}1 \ldots 0{,}11$, при расчетах зубчатых передач $x \approx 0{,}17$. Вид смазочного материала может существенно изменить величину x.

Фрикционно-усталостная модель изнашивания, развитая И. В. Крагельским, учитывает процессы контактирования шероховатостей поверхностей трения. При относительном скольжении трущихся тел разрушение происходит в результате многократного деформирования истираемого материала жесткими микронеровностями контртела. Расчет интенсивности линейного изнашивания:

$$J_h = \sqrt{\frac{h}{R}} \frac{p_н}{p_r} \frac{k_1 a^*}{n_н}.$$

Здесь h/R — относительная глубина внедрения, где h — глубина внедрения единичной неровности, R — радиус неровностей; $p_н$ и p_r — соответственно номинальное и фактическое давление; k_1 — коэффициент, зависящий от расположения неровностей по высоте; a^* — отношение номинальной площади к площади трения; $n_н$ — число циклов, которое выдерживает деформированный объем до разрушения. В некоторых условиях эксплуатации развиваются глубинные усталостные трещины, вызывающие отслаивание. Под упрочненным поверхностным слоем возникают трещины и отделяются крупные ча-

стицы разрушенного материала, уменьшается площадь контактирующей поверхности, возникают концентраторы напряжения. Усталостное разрушение поверхностных слоев материалов в виде выкрашивания возникает в хорошо смазывающихся механизмах, трущиеся сопряжения которых работают в режимах качения, скольжения, качения со скольжением. Наиболее подвержены выкрашиванию зубчатые передачи, подшипники качения и скольжения, катки, кулачковые механизмы, фрикционные передачи и др. Следует отметить, что усталостные процессы разрушения обычно сопутствуют различным видам изнашивания, так как переменные во времени напряжения характерны для различных видов трения и приводят к усталостным разрушениям поверхностных и приповерхностных слоев материалов на микро- и макроуровнях.

Изнашивание при фреттинг-коррозии возникает при колебательных, циклических, возвратно-поступательных перемещениях с малыми амплитудами. Необходимым условием возникновения фреттинг-коррозии является наличие проскальзывания между касающимися поверхностями. Фреттинг-коррозия возникает в заклепочных, болтовых, шлицевых, шпоночных, штифтовых соединениях, прессовых посадках деталей, стальных канатах, в шарнирах, соединениях муфт, рессорах, клапанах, регуляторах электрических контактов, кулачковых механизмах, элементах ядерных реакторов, несущих системах вертолетов и самолетов, деталях газотурбинных двигателей. Активизирует этот процесс наличие вибраций, переменных во времени крутящих и изгибающих моментов. Повреждения концентрируются на небольших участках и напоминают точечную коррозию. Повышается шероховатость, образуются натиры, налипания, каверны, микротрещины; при этом обычно снижается усталостная прочность деталей.

Если частицы продуктов изнашивания не имеют выхода из зоны контакта, то в системе возникает повышенное расклинивающее действие. В результате возможны заедание, заклинивание механизма, аварийная ситуация, например, в предохранительных клапанах, регуляторах, переключателях и реле. Изнашивание при фреттинг-коррозии зависит от одновременно протекающих процессов микросхватывания, усталостного, коррозионно-механического, абразивного воздействия.

Расчетные зависимости по определению износа в условиях фреттинг-коррозии весьма приближенные и носят оценочный характер.

Для уменьшения износа используют смазочные материалы, в которых кислород имеет низкую растворимость, пониженный коэффициент диффузии, с высокой противоокислительной стабильностью, с повышенными адгезией и адсорбцией по отношению к контактирующим поверхностям. Нанесение неметаллических покрытий, использование прокладок, коррозионно-стойких материалов уменьшает интенсивность изнашивания. Правильный выбор материалов деталей должен сочетаться с учетом уровня контактных нагружений, амплитуд перемещений, с видом смазочного материала и характером окружающей среды. Ресурс работы сопряжения при фреттинг-коррозии зависит также от сопротивляемости материала абразивному, усталостному, коррозионному разрушению, от его ударно-вязкостных свойств. Существенное влияние имеет структура материала и склонность к схватыванию.

Эрозионное изнашивание происходит в результате воздействия на поверхность потока жидкости, газа, твердых частиц. С удалением приповерхностных локальных микрообъемов при повторных воздействиях частиц возникают ярко выраженные неровности и разрушение поверхности.

Интенсивность эрозионного разрушения зависит от прочности когезионных связей в материале; энергия, выделяющаяся в момент соударения частиц с поверхностью, может вызвать частичное оплавление места контакта. Эрозия при воздействии воды происходит вследствие трения потока о поверхность и ударного воздействия частиц потока. При этом может иметь место электрохимическая коррозия, поэтому во многих случаях эрозионное изнашивание сопровождается коррозионно-механическими разрушениями. Интенсивность эрозионного изнашивания зависит от скорости потока, угла атаки частиц с изнашивающейся поверхностью, механических свойств и концентрации воздействующих частиц, агрессивности среды-носителя, физико-механических и химических свойств поверхностных и приповерхностных слоев материала. Эрозионное разрушение вероятно при гидроабразивном и газоабразивном воздействии среды.

Износ является функцией энергии, подводимой твердыми частицами к местам контакта с поверхностью твердого тела, и имеет абразивно-усталостную природу. Предельное накопление энергии в материале до его разрушения зависит от физико-механических свойств материала, структур-

ного и фазового состояния, сопротивления материала пластическому деформированию и хрупкому разрушению.

При подборе материалов необходимо учитывать возможное коррозионное воздействие газовой среды и электрохимические процессы при взаимодействии среды и частиц. Эрозионное изнашивание может происходить также в результате воздействия разрядов при прохождении электрического тока.

Кавитационное изнашивание возникает при относительном движении твердого тела в жидкости в условиях кавитации. Кавитационное изнашивание типично для деталей машин, работающих в жидких средах. Образование гидродинамической кавитации связано с возникновением каверн — кавитационных пузырьков.

Основные действующие факторы при кавитации имеют различную природу — значительные локальные механические силы, химические, тепловые, электрические и другие процессы. Механизм и кинетика кавитационного изнашивания включают зарождение и рост кавитационных каверн, их захлопывание (схлопывание), разрушительное воздействие на поверхность. Для образования каверн в жидкости необходимо падение давления в ней до давления насыщенных паров. Ядра кавитации в области разрежения жидкости превращаются в кавитационные пузырьки и каверны. В момент достижения предельного размера кавитационные пузырьки (каверны) начинают захлопываться. Возникают ударные волны на поверхностях деталей.

Кавитационный износ (кавитационная эрозия) металлических тел представляет собой выдавленные кратеры, периодически образующиеся в процессе работы деталей. Кавитационный износ зависит от условий зарождения и увеличения кавитационных каверн, процесса захлопывания каверн и интенсивности кавитационных ударов, свойств материалов и покрытий, кинематических и динамических параметров потока. Местные неровности, волнистости, шероховатости, выступы способствуют возникновению кавитации и изнашиванию. Значительное влияние на кавитационное изнашивание оказывает скорость потока жидкости и вибрация контактирующих с жидкостью деталей (вибрационная кавитация). Кавитационному изнашиванию подвержены различные детали гидромашин, рабочие колеса насосов, гребных винтов, лопасти гидротурбин. Для описания механизма процесса кавитационного изнашивания используют кумулятивно-релаксационные модели разрушения твердых тел.

Изнашивание при заедании является наиболее опасным видом разрушения трущихся поверхностей и возникает в результате схватывания, глубинного вырывания материала, переноса материала с одной поверхности трения на другую, разрушающего воздействия образовавшихся неровностей. Заедание проявляется в виде глубоких борозд, вырывов, наростов, рисок, оплавлений. Изнашивание при заедании может иметь лавинный, катастрофический характер и приводить к полному выходу узла трения из строя.

Заедание происходит в тяжелонагруженных зубчатых передачах, кулачковых механизмах, шарнирных соединениях, подшипниковых опорах, цилиндропоршневых парах, золотниковых устройствах, направляющих станков, стационарных контактах при наличии вибраций. Условием возникновения заедания является разрушение промежуточных смазочных слоев и взаимодействие физически чистых контактирующих поверхностей. Разрушение защитных смазочных слоев может наступить вследствие пластического деформирования, износа шероховатостей, находящихся даже в «холодном» состоянии, или вследствие потери смазывающих свойств (деградации) смазочного материала при повышении температуры в зонах фактического контакта тел. Заедание возможно в результате срабатывания смазочного материала и при недостаточном его дополнительном поступлении к местам трения.

На процесс «холодного» заедания, происходящий в тихоходных механизмах и стационарных контактах, влияет степень дискретности контакта, износостойкость защитных слоев, пластичность контакта, склонность к образованию адгезионных связей. Возникновению «горячего» заедания способствуют факторы, приводящие к росту контактной температуры. Заеданию предшествуют разрушения оксидных слоев и адсорбированных пленок, механотермическая активация поверхностных слоев материала.

Критерий Г. Блока основывается на гипотезе о существовании критической температуры разрушения смазочного слоя, характерной для каждой комбинации материалов и масла. Температуру в зоне контакта рассчитывают как сумму объемной (поверхностной) температуры θ_0 тел перед входом в контакт и мгновенного повышения температуры θ в контакте, возникающей в процессе трения тел, температурной вспышки. Температуру θ_0 определяют экспериментально или рассчитывают исходя из теплового ба-

ланса узла трения. Температурную вспышку для катящихся со скольжением цилиндрических тел находят по формуле

$$\theta = \frac{0{,}83 f N_n (v_1 - v_2)}{\left[(\lambda_1\rho_1 c_1 v_1)^{1/2} + (\lambda_2\rho_2 c_2 v_2)^{1/2}\right] b^{1/2}},$$

где f — коэффициент трения скольжения; N_n — погонная (удельная) нагрузка; v_1, v_2 — скорости качения поверхностей; λ_1, λ_2 — коэффициенты теплопроводности материалов поверхностей; ρ_1, ρ_2 — плотности материалов поверхностей; c_1, c_2 — удельные теплоемкости материалов поверхностей; b — полуширина площадки контакта, рассчитываемая по Г. Герцу.

Условие отсутствия возникновения заедания по Г. Блоку следующее:

$$\theta_0 + \frac{0{,}83 f N_n (v_1 - v_2)}{\left[(\lambda_1\rho_1 c_1 v_1)^{1/2} + (\lambda_2\rho_2 c_2 v_2)^{1/2}\right] b^{1/2}} < \theta_{\Sigma кр},$$

где $\theta_{\Sigma кр}$ — суммарная критическая температура, при которой происходит заедание поверхностей. На основе анализа экспериментально-расчетных данных для различных условий трения, материалов, смазочных сред установлено, что $\theta_{\Sigma кр} = 100 \ldots 350$ °С.

Критерий заедания, основанный на оценке контактной температуры в дискретных пятнах касания, имеет вид [2]

$$\frac{0{,}39 f N^{1/4} (v_1 - v_2)}{\left[(\lambda_1\rho_1 c_1 v_1)^{1/2} + (\lambda_2\rho_2 c_2 v_2)^{1/2}\right]} \times \times \left[\frac{1}{R_{np}(\eta_1 + \eta_2)}\right]^{1/4} < 1,$$

где R_{np} — приведенный радиус контактирующих поверхностей; η_1, η_2 — упругие постоянные материалов тел.

Метод расчета на заедание по предельной толщине смазочного слоя, соответствующей началу заедания, основывается на уравнении [3]

$$k\left[\frac{R_{np}}{(Ra_1^2 + Ra_2^2)^{1/2}}\right]\left(\frac{\mu_0 v_{\Sigma к}}{N_n}\right)^{0{,}7}\left(\frac{N_n\beta}{R_{np}}\right)^{0{,}6} \times \times \left(\frac{\lambda}{\alpha\mu_0 v_s^2 Pe_{1,2}^{x}}\right)^{d} < 1.$$

Здесь k, d — величины, характеризующие физико-химические процессы в граничных смазочных слоях, определяемые экспериментально; $\frac{R_{np}}{(Ra_1^2 + Ra_2^2)^{1/2}}$ — комплекс, характеризующий микро- и макрогеометрию контактирующих тел, где Ra_1, Ra_2 — среднее арифметическое отклонение профиля поверхностей 1,2; $\frac{\mu_0 v_{\Sigma к}}{N_n}$ — гидродинамический комплекс, характеризующий несущую способность контакта; μ_0 — динамическая вязкость масла; $v_{\Sigma к}$ — суммарная скорость качения, $v_{\Sigma к} = v_1 + v_2$; $\frac{N_n\beta}{R_{np}}$ — комплекс, характеризующий деформируемость контактирующих тел и пьезовязкостные свойства масла; β — пьезокоэффициент вязкости масла; $\frac{\lambda}{\alpha\mu_0 v_s^2 Pe_{1,2}^{x}}$ — теплофизический комплекс; λ — коэффициент теплопроводности масла; α — коэффициент температурной зависимости вязкости; v_s — скорость скольжения в контакте, равная $v_s = v_1 - v_2$; $Pe_{1,2}$ — среднее число Пекле; $x = \pm 0{,}5$ — показатель степени (знак «+» при $v_{\Sigma к} \geqslant v_s$ и знак «—» при $v_{\Sigma к} < v_s$).

Для оценки удельной нагрузки, приводящей к заеданию, применительно к условию скольжения металлических поверхностей получено следующее уравнение [2]:

$$\frac{q_з}{H} = 30{,}4 \cdot 10^{4}\left(\frac{E_{np}}{H}\right)^{0{,}8}\left(\frac{\lambda}{\alpha\mu_0 v_s^2}\right)^{0{,}62} \times \times \left(\frac{\mu_0 v_s}{E_{np} R_{np}}\right)\left(\frac{a}{Rav_s}\right).$$

Здесь $q_з = N_з / A_n$ — удельная нагрузка заедания; $N_з$ — нагрузка заедания; A_n — площадь контакта; a — коэффициент температуропроводности материала; Ra — среднее арифметическое отклонение профиля неровностей (шероховатостей) более твердой поверхности.

Безразмерная удельная нагрузка заедания является функцией механических свойств материалов E_{np}/H, реологических процессов в смазочном слое $\frac{\mu_0 v_s}{E_{np} R_{np}}$, процесса диффузии теплоты $\frac{a}{Rav_s}$ — комплекса, близкого по своей структуре к критерию Пекле, диссипации энергии внутри слоя $\frac{\lambda}{\alpha\mu_0 v_s^2}$

30.2. РАСЧЕТ НА РЕСУРС ПО КРИТЕРИЮ ИЗНОСА

В расчетах на ресурс по критерию износа используются понятия интенсивности линейного изнашивания $J_h = dh/dS$, объемного изнашивания $J_V = dV/dS$, массового изнашивания $J_G = dG/dS$, энергетического изнашивания $J_W = dV/dA$. В этих соотношениях h, V, G —

30.1. Приблизительная оценка диапазона изменения интенсивности линейного изнашивания различных элементов

Машина (узел), установка, агрегат, инструмент	Деталь, элемент	Интенсивность линейного изнашивания
Двигатель внутреннего сгорания	Поршневое кольцо	10^{-9}—10^{-12}
	Гильза цилиндра	10^{-9}—10^{-12}
	Шатунная шейка коленчатого вала	10^{-10}—10^{-12}
	Коренная шейка коленчатого вала	10^{-10}—10^{-12}
Станок	Направляющие	10^{-8}—10^{-11}
Инструмент	Режущая часть	10^{-4}—10^{-6}
Калибр	Наконечник	10^{-9}—10^{-11}
Тормозное устройство	Фрикционная накладка, тормозной диск	10^{-6}—10^{-9}
Уплотнительное устройство	Изнашивающийся элемент	10^{-5}—10^{-9}
Подшипник скольжения, шарнир	Вал, втулка при устойчивой жидкостной смазке, самосмазывающаяся пара и с твердыми смазочными покрытиями	10^{-12}—10^{-13} 10^{-5}—10^{-10}
Тяжелонагруженный редуктор	Зубчатое колесо	10^{-7}—10^{-9}
Передача винт — гайка с трением скольжения	Изнашивающаяся гайка	10^{-7}—10^{-10}
Тяжелонагруженные авиационные шарнирные соединения	Изнашивающийся элемент при использовании пластичного смазочного материала	10^{-8}—10^{-9}
Экскаватор	Зубчатое колесо (открытое)	10^{-6}—10^{-8}
	Опорно-поворотный круг	10^{-8}—10^{-10}
	Зуб ковша	10^{-3}—10^{-5}
Буровое долото	Опора скольжения	10^{-5}—10^{-7}
Грунтосмесительная машина	Лопатка ротора	10^{-6}—10^{-8}
Пневматическая шина	Протектор шины	10^{-7}—10^{-10}
Фрикционная пара колесо — рельс	Колесо, рельс	10^{-7}—10^{-10}
Кулачковый механизм	Кулачок, толкатель	10^{-7}—10^{-10}
Конвейерная лента	Обкладка, трущийся элемент	10^{-7}—10^{-9}
Сельскохозяйственный плуг	Лемех плуга	10^{-4}—10^{-6}
Узлы трения механизмов космических изделий	Зубчатое колесо из самосмазывающегося материала и с твердыми смазывающими покрытиями	10^{-6}—10^{-9}
	Опоры скольжения, шарнир из самосмазывающегося материала и с твердыми смазывающими покрытиями	10^{-5}—10^{-10}

соответственно линейный, объемный, массовый износ; S — путь трения; A — работа силы трения. При установившемся изнашивании используют среднеинтегральные значения интенсивности изнашивания $J_h = h/L$; $J_G = G/L$; $J_V = V/A$, где $A = FS$; F — сила трения.

В некоторых случаях целесообразно учитывать износ, возникающий за один цикл изнашивания (трения), $J_{hu} = h/N_u$, где h — износ за N_u циклов изнашивания (трения). Интенсивность изнашивания во времени определяется как отношение износа к интервалу времени возникновения износа: $J_{h\tau} = dh/d\tau$, где τ — время изнашивания.

Между линейной и скоростной интенсивностями изнашивания существует следующая зависимость: $J_h = J_{h\tau}/v$, где v — скорость перемещения (скольжения, качения). Приблизительный диапазон изменения интенсивности линейного изнашивания указан в табл. 30.1.

Методы расчета на износ деталей машин основаны на экспериментально-теоретических подходах и непрерывно развиваются.

В расчетах необходимо оценивать изменение геометрических параметров во времени, возможность возникновения критических ситуаций, приводящих к катастрофически быстрому изнашиванию и выходу узлов из строя. Законы изнашивания в общем случае должны учитывать физические, химические, механические, геометрические факторы и контактную ситуацию (кинематику движения, состояние смазочного слоя, характеристики поверхностных слоев материалов, другие факторы). Расчетные уравнения строят на основе фундаментальных уравнений, учитывающих природу процесса, и экспериментальных исследований. В случае механического разрушения поверхностей, когда химические и тепловые процессы не имеют решающего значения, интенсивность изнашивания представляется в виде зависимостей, основанных на следующих физически информативных (безразмерных) обобщенных факторах:

$$J_{hu} = \varphi(\Phi_a, \Phi_{cm}, \Phi_\gamma, \Phi_m).$$

Здесь $\Phi_a = p/H$ или $\Phi_a = fp/H$ — комплекс, характеризующий напряженное состояние контакта, безразмерную площадь фактического касания тел; p — нормальное контактное давление; H — твердость материала; f — коэффициент трения скольжения; $\Phi_{cm} = h/\gamma$ — комплекс; h — толщина смазочного слоя; γ — характерный размер (диаметр режущей абразивной частицы, приведенный размер шероховатости); $\gamma = (Ra_1^2 + Ra_2^2)^{1/2} = Ru$ (Ra_1 и Ra_2 — среднеарифметические отклонения шероховатостей. Комплекс определяет относительную толщину смазочного слоя в контакте); $\Phi_\gamma = \xi p/\sigma_0$ — комплекс; p — нормальное контактное давление; ξ — коэффициент, зависящий от коэффициента трения f и напряженного состояния в контакте; σ_0 — предел усталости материала в данных условиях трения; комплекс используется для характеристики усталостной прочности трущихся поверхностей; $\Phi_m = R_{max}/(rb_1^{1/\nu_1})$ — комплекс, R_{max} — наибольшая высота неровностей профиля; r — приведенный радиус неровностей; b_1, ν_1 — параметры опорной кривой поверхности; комплекс получен И. В. Крагельским, В. С. Комбаловым, характеризует влияние шероховатости на интенсивность изнашивания. Комплекс Φ_m может иметь и другой вид: $\Phi_m = S_m/Ra$, где S_m — средний шаг неровностей; $\Phi_m = Ra/r$.

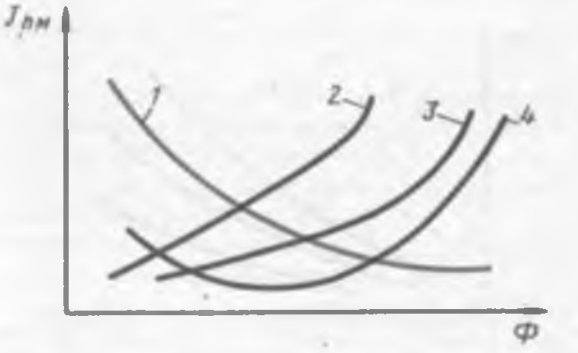


Рис. 30.1. Зависимость интенсивности изнашивания J_{hu} от обобщенных безразмерных факторов:

1 — $J_{hu} = \varphi(\Phi_{cm})$; *2* — $J_{hu} = \Phi(\Phi_a)$; *3* — $J_{hu} = \varphi(\Phi_\gamma)$; *4* — $J_{hu} = \varphi(\Phi_m)$

На рис. 30.1 показан характер зависимости интенсивности изнашивания J_{hu} от обобщенных безразмерных факторов.

Интенсивность изнашивания в случае физико-химического воздействия среды с учетом сорбционных процессов и химического модифицирования можно выразить следующим образом:

$$J_{h\Phi\,x} = \varphi(\Phi_{кин}, \Phi_{гр.ад}, \Phi_{гр\,x}, \Phi_\tau).$$

Здесь $\Phi_{кин} = pv\tau_0/(Hd_\Phi)$ — комплекс, характеризующий временной фактор физико-химических превращений в области контакта, где p — контактное давление; v — относительная скорость перемещения в области контакта; τ_0 — характерное время, например период колебаний атомов веществ ($\tau_0 = 10^{-13}$ с); d_Φ — средний диаметр пятна фактического контакта; $\Phi_{гр\,ад} = RT/Q$ — комплекс, характеризующий свойства граничной смазки адсорбционной природы; R — газовая постоянная, T — абсолютная температура

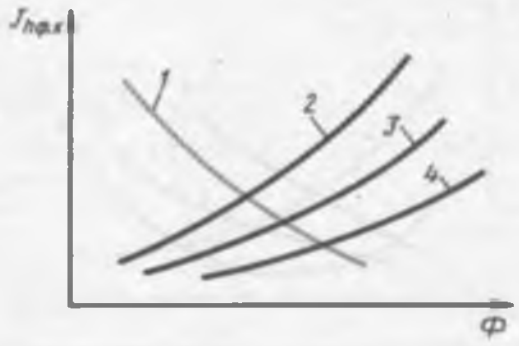


Рис. 30.2. Зависимость интенсивности изнашивания $J_{h\phi.x}$ от обобщенных безразмерных факторов: *1, 4* — $J_{h\phi.x}=\varphi(\Phi_{rp.x})$; *2* — $J_{h\phi.x}=\varphi(\Phi_{тем})$; *3* — $J_{h\phi.x}=\varphi(\Phi_{rp.ад})$

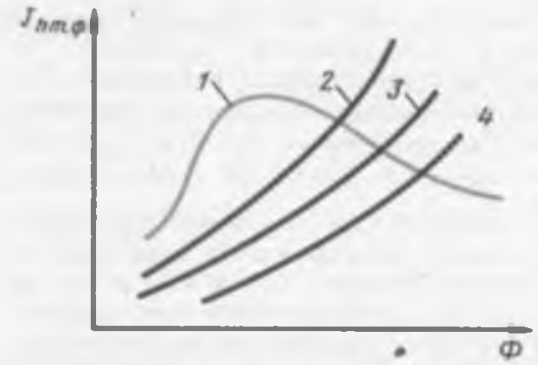


Рис. 30.3. Зависимость интенсивности изнашивания $J_{h\tau.\phi}$ от обобщенных безразмерных факторов: *1, 2* — $J_{h\tau.\phi}=\varphi(\Phi_{\tau.тс})$; *3* — $J_{h\tau.\phi}=\varphi(\Phi_{к.\tau})$; *4* — $J_{h\tau.\phi}=\varphi(\Phi_{\tau.к})$

в месте контакта, Q — теплота адсорбции смазочных слоев; $\Phi_{rp.x}=RT/U$ — комплекс, учитывающий химическую модификацию и образование защитных поверхностных соединений в результате трения и действия присадок к смазочным материалам; U — энергия активации распада межатомных связей химически модифицированных слоев; Φ_t — временные комплексы (симплексы), например для случая качения со скольжением тел различают четыре характерных времени (среднее время единичного контакта, среднее, свободное от непосредственного контакта шероховатостей время, время контакта по номинальной площади, время до возникновения очередного номинального контакта).

На рис. 30.2 показан характер зависимости интенсивности изнашивания $J_{h\phi.x}$ от обобщенных безразмерных факторов.

Зависимость интенсивности изнашивания от тепловых факторов выражается в виде

$$J_{h\tau.\phi}=\varphi_1(\Phi_{к.\tau}, \Phi_{\tau.тс}, \Phi_{\tau.к}),$$

где $\Phi_{к.\tau}=t_к/t_{кр}$ — комплекс, учитывающий влияние контактной температуры, где $t_к$ — температура места контакта трущихся тел; $t_{кр}$ — критическая температура (например, температура плавления материала, гомологическая температура, температура физико-химических, структурных превращений в материалах трущихся тел); $\Phi_{\tau.тс}=q\delta_\tau/(\lambda t_{кр})$ — комплекс, характеризующий влияние температурного градиента и теплового пограничного слоя; q — плотность теплового потока; δ_τ — толщина теплового пограничного слоя; λ — коэффициент теплопроводности материала; $\Phi_{\tau.к}=E\alpha_l\Delta t/[(1-\nu)\sigma_{кр}]$ — комплекс, определяющий термонапряженность приповерхностных слоев; E — модуль упругости; α_l — температурный коэффициент линейного расширения; Δt — приращение температуры; ν — коэффициент Пуассона; $\sigma_{кр}$ — предельное напряжение.

Указанные обобщенные критериальные соотношения являются структурными компонентами в уравнениях для расчета интенсивности изнашивания и учитывают механотермические явления.

На рис. 30.3 показан характер зависимости интенсивности изнашивания $J_{h\tau.\phi}$ от обобщенных безразмерных факторов.

Следует отметить, что приведенные на рис. 30.1—30.3 закономерности имеют условный характер, так как в результате физико-химических поверхностных явлений при трении и различных условий формирования смазочного слоя в контакте эти закономерности могут иметь и другой вид. Диапазон изменения значения интенсивности изнашивания материалов в различных узлах трения весьма широк: $J_h=10^{-13}-10^{-3}$, т. е. интенсивность изнашивания может изменяться на десять порядков (см. табл. 30.1).

Типичный характер протекания процесса изнашивания во времени (τ) показан на рис. 30.4. Можно выделить три характерных периода: *I* — приработка; *II* — установивше-

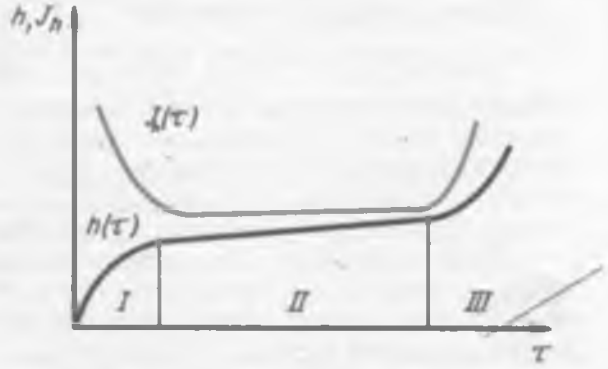


Рис. 30.4. Протекание процесса изнашивания во времени

еся изнашивание; *III* — ускоренное (катастрофическое) изнашивание.

В период приработки происходит изменение макро- и микрогеометрии поверхности, возникает установившаяся шероховатость, обычно уменьшаются сила трения и температура в контакте. Вследствие увеличения фактической площади контакта снижаются контактные давления, происходят структурные, физические, химические и механические изменения поверхностных слоев. При установившемся износе стабилизируются сила трения, температура, интенсивность (скорость) изнашивания. Процесс можно считать стационарным. Ускоренное (катастрофическое) изнашивание вызывается различными причинами, например изменением геометрических характеристик сопряжения, повышением динамических нагрузок и температуры, истиранием защитных, износостойких слоев и другими. Интенсивность изнашивания $J_{h\tau}$ имеет соответственно три характерных периода (см. рис. 30.4).

Конструкторско-технологическими и эксплуатационными мероприятиями стремятся сократить период приработки, увеличить период установившегося изнашивания и воспрепятствовать катастрофическому изнашиванию. В некоторых случаях изнашивание имеет другие закономерности (рис. 30.5): кривая *1* соответствует изнашиванию цилиндропоршневых пар; *2* — изнашиванию режущего инструмента, некоторых типов подшипников скольжения из самосмазывающихся материалов при усиливающемся воздействии абразива, при микросхватывании поверхностей в вакууме; *3* — стационарному изнашиванию некоторых композиционных материалов.

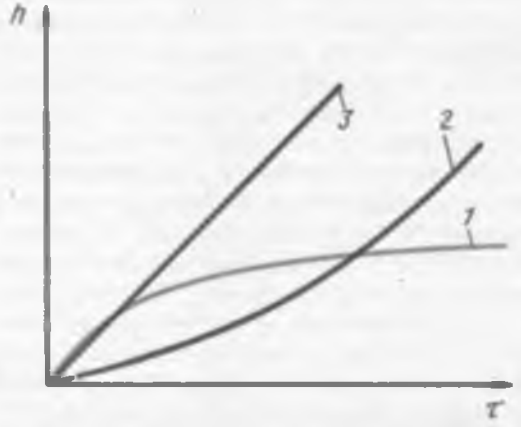


Рис. 30.5. Возможный характер зависимости изнашивания от времени:

1 — изнашивание цилиндропоршневых пар; *2* — изнашивание режущего инструмента, подшипников скольжения при схватывании поверхностей трения в вакууме и др.; *3* — стационарное изнашивание некоторых композиционных материалов и др.

Закономерности изнашивания во времени различных материалов, механизмов и узлов устанавливают экспериментально.

Для описания изнашивания используют аналитические аппроксимации: $h = k_u\tau$ — установившийся износ; $h = h_0 + k_u\tau$, где h_0 — износ за период приработки; $h = a(1 - e^{-b\tau}) + k_u\tau$, где k_u, a, b — постоянные коэффициенты для данного режима работы. В расчетах используют различные аналитические зависимости, максимально приближающиеся к экспериментальным закономерностям конкретных узлов трения. Наибольший износ возникает в период пуска, остановок и реверса, в условиях несформировавшегося смазочного слоя. Это особенно важно учитывать в расчетной методологии.

Рассмотрим методики расчетов на износ некоторых деталей машин.

Зубчатые передачи. Особенность разработанного метода заключается в возможности учета различных физических, химических и механических процессов в расчетной методологии. Применение общей схемы расчета позволяет при известной интенсивности изнашивания материала определить долговечность передачи или по известной долговечности передачи найти среднюю интенсивность изнашивания материалов. Механизм изнашивания может быть различным. Интенсивность изнашивания $J_h = dh/dS \approx h/S$, где h — толщина изношенного слоя (износ); S — путь трения скольжения; J_h зависит от большого числа влияющих физических, химических и механических факторов, характеризующих конструкционный и смазочный материалы, агрессивность среды, условия нагружения, температуру, свойства контактирующих поверхностей и т. д. По интенсивности изнашивания можно оценивать пригодность материалов для различных условий эксплуатации.

Износ зуба в характерной точке шестерни, колеса

$$h_{1,2} = 2{,}25 J_{h1,2} \sqrt{w'_{H1}\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)\rho_{np1,2}} \times \frac{v_{\tau y1,2}}{v_{\tau y1,2}} n_{1,2}\tau .$$

Здесь $J_{h1,2}$ — интенсивность изнашивания материалов шестерни 1 и колеса 2 в данных условиях; w'_{H1} — удельная расчетная сила, $(1-\nu_1^2/E_1) + (1-\nu_2^2/E_2) = \eta$ — упругая постоянная материалов, где ν_1, ν_2 и E_1, E_2 — соответственно коэффициенты Пуассона и мо-

дули упругости материалов шестерни и колеса; $\rho_{пр1,2}$ — приведенный радиус кривизны в расчетной точке контакта зубьев шестерни и колеса; $v_{sp1,2}$ — скорость скольжения в расчетных точках профиля зубьев шестерни и колеса; $v_{F_{p1,2}}$ — скорость перемещения общей точки по профилю зуба (в расчетной контактной точке) шестерни или колеса; $n_{1,2}$ — частота вращения зубчатых колес; i — число пар зацепления с рассматриваемым зубчатым колесом (для однопарного зацепления $i=1$, в планетарном ряде зубчатых колес часто для солнечной и коронной шестерни $i=3$, для сателлита $i=2$); τ — время работы зубчатого зацепления.

Ресурс работы зубчатой передачи

$$L=\frac{[h]_{1,2}v_{F_{p1,2}}}{2{,}25J_{h1,2}\sqrt{w'_{Ht}\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1}+\frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)\rho_{np1,2}v_{sp1,2}n_{1,2}i}},$$

где $[h]_{1,2}$ — допустимый износ зуба шестерни, колеса. Вследствие изнашивания зубьев снижается КПД передачи, возрастает динамическая нагрузка, усиливается виброакустический эффект. По мере изнашивания, например, упрочненного поверхностного слоя или твердого смазочного покрытия повышается интенсивность изнашивания, снижается сопротивление излому. Поэтому допустимый износ h назначают с учетом состояния трущихся поверхностей, функционального назначения, требуемого уровня надежности, экономичности.

При определении ресурса зубчатой передачи целесообразно подставлять в приведенную выше формулу фактические значения факторов нагруженности, геометрии, кинематики, которые изменяются по мере изнашивания зубьев, т. е. в течение функционирования зубчатой передачи. Если решающее для износа значение имеет случай, при котором его величина определяется размером и числом контактных взаимодействий и не зависит от скоростей скольжения и качения, то из вышеуказанной формулы получаем

$$h_{1,2}=2{,}25J_{h1,2}\sqrt{w'_{Ht}\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1}+\frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)\times\rho_{np1,2}n_{1,2}i\tau}.$$

Удельная расчетная сила

$$w'_{Ht}=\frac{2T_{1H}K_{H\alpha}K_{H\beta}K_{HV}}{b_w d_{w1}\cos\alpha_{tw}\cos\beta},$$

где T_{1H} — исходная расчетная нагрузка, крутящий момент; $K_{H\alpha}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями ($K_{H\alpha}=1\ldots1{,}2$; изменяется по мере изнашивания зубьев); $K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий; K_{HV} — коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку; b_w — рабочая ширина венца; d_{w1} — начальный диаметр шестерни; α_{tw} — угол зацепления; β — основной угол наклона.

Коэффициент $K_{H\beta}=1\ldots1{,}6$ зависит от погрешностей изготовления и деформаций деталей, узлов передачи в процессе работы, расположения опор, прирабатываемости.

Коэффициент K_{HV} зависит от точности зубчатой передачи, погрешностей зацепления и деформации зубьев. Основными факторами, влияющими на значение динамической нагрузки, являются окружная скорость в зацеплении и погрешность шагов зубчатых колес. Возникновение кромочного удара возможно, если шаг ведомого зубчатого колеса больше шага ведущего колеса. Если шаг ведомого зубчатого колеса меньше шага ведущего колеса, возникает срединный удар. На значение динамической нагрузки влияет прирабатываемость зубчатой пары, жесткость деталей и узлов передачи, характер распределения погрешностей, демпфирующая способность смазочного материала и всего узла, искажение профиля зацепления по мере изнашивания. Для прямозубых передач $K_{HV}\approx1\ldots1{,}5$, для косозубых $K_{HV}\approx1\ldots1{,}2$. В косозубых передачах особенность распределения удельной нагрузки по длине контактной линии учитывается коэффициентом $K_\varepsilon\approx1{,}0\ldots1{,}2$.

В контакте зубьев имеет место качение со скольжением профилей, за исключением полюса зацепления, в котором реализуется кинематически чистое качение. Скорости скольжения и качения влияют на силу трения, толщину смазочного слоя, тепловые процессы, интенсивность изнашивания, на механизм и кинетику физико-химических процессов. Силы трения скольжения у ведущих зубьев направлены от полюсной части к ножке и к головке зуба, у ведомых зубьев — к полюсу зацепления. Головки ведущих и ведомых зубьев являются опережающими в относительном движении, ножки зубьев — отстающими.

Скорость скольжения максимальна в начальной и конечной точках зацепления, уве-

личение скорости скольжения приводит к разрушению смазочного слоя, повышенному изнашиванию и заеданию вследствие одновременного роста контактного теплового фактора и механического разрушения микронеровностей поверхностей в результате смятия и среза.

Основная трудность расчета на износ заключается в правильном определении интенсивности изнашивания материалов зубчатых колес в конкретных условиях эксплуатации. С использованием теории подобия и моделирования этот параметр определяется экспериментально в лабораторных условиях или в конкретных условиях эксплуатации.

Базируясь на теоретических концепциях, учитывающих физические, химические и механические факторы разрушения, удается приближенно прогнозировать (рассчитывать) интенсивность изнашивания материалов на стадии проектирования зубчатых передач.

Опоры скольжения. Ресурс подшипника скольжения определяют по следующей формуле:

$$L = \frac{[h] - e}{(J_{h1}S_1 + J_{h2}S_2)\,n},$$

где $[h]$ — предельно допустимый износ или допустимое смещение центра вала в направлении действия нагрузки; e — радиальный зазор в подшипнике; $e = r_2 - r_1$ (r_2 — радиус втулки, r_1 — радиус вала); J_{h1} и J_{h2} — средние значения интенсивностей изнашивания материала соответственно вала и втулки в условиях работы подшипника; S_1 и S_2 — путь трения скольжения соответственно вала и втулки за один оборот подвижного элемента; n — частота вращения. Предельно допустимый износ $[h]$ в значительной степени определяет продолжительность работы узла трения. Его значение зависит, например, от толщины антифрикционного слоя при использовании твердых смазочных покрытий или самосмазывающихся материалов. Для однородных материалов $[h]$ ограничивается принятой для данного класса точностью узла, смещением центра вала или требованиями, вытекающими из особенностей функционального назначения механизма, экономичностью, безопасностью, экологичностью.

Для оценки ресурса работы подшипника скольжения необходимо знать размер контактной зоны, от которого зависят путь трения скольжения и контактная напряженность узла трения. Наибольшую трудность представляет определение интенсивности изнашивания J_h материалов, которая зависит от механических и физико-химических процессов, силовой и тепловой нагруженности узла трения, физико-химических и механических свойств материалов, среды, режима работы и других факторов.

Экспериментально-теоретический метод определения ресурса подшипника скольжения основан на установлении контактной зоны исходя из известных геометрических параметров подшипника скольжения, нагрузки, упругих свойств материалов контактирующих тел. Интенсивность изнашивания материалов определяют экспериментально, используя теорию подобия и моделирование, а также расчетный метод.

Контактные параметры сопряжения вал—втулка (подшипника скольжения) определяют решением контактной задачи теории упругости о внутреннем сжатии двух цилиндрических тел, радиусы которых почти равны. Основное уравнение для определения контактного давления имеет вид

$$\left(\frac{1+\varkappa_1}{8\pi\mu_1} + \frac{1+\varkappa_2}{8\pi\mu_2}\right)\int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} p'(\xi)\operatorname{ctg}\frac{\varphi-\xi}{2}\,d\xi =$$

$$= \left(\frac{\varkappa_1 - 1}{4\mu_1} - \frac{\varkappa_2 - 1}{4\mu_2}\right) p(\varphi) + \frac{N_n}{2\pi r_2} \times$$

$$\times \frac{\mu_2 + \varkappa_2\mu_1}{\mu_1\mu_2}\cos\varphi + \frac{1+\varkappa_2}{8\pi\mu_2} \times$$

$$\times \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} p(\xi)\,d\xi + \frac{e}{r_2}.$$

Условие равновесия цилиндра следующее:

$$\int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} p(\varphi)\cos\varphi\,d\varphi = N_n/r_1.$$

В этих формулах $\varkappa_1$, $\varkappa_2$, μ_1, μ_2 — параметры; φ_0 — половина угла контакта; p — контактное давление; ξ — вспомогательная координата; φ — угловая текущая координата; $N_n = N/l$ — удельная нагрузка, где N — общая нагрузка на подшипник, l — длина втулки; r_2 — радиус круглого отверстия в упругой изотропной среде (радиус втулки); $r_2 = r_1 + e$ (r_1 — радиус цилиндра, e — радиальный зазор).

Среднее давление в подшипнике $p = N/(2r_1 l)$.

После соответствующих преобразований исходных уравнений и их решения при условии $0 \leqslant e/r_2 \ll 1$ находят величину коэффициента нагруженности и контактного давления в произвольной точке зоны контакта при заданном значении угла контакта.

Коэффициент нагруженности

$$\beta = \frac{N_n}{8\pi e}\left(\frac{1+\varkappa_1}{\mu_1} + \frac{1+\varkappa_2}{\mu_2}\right).$$

или

$$\beta=\frac{N_n}{\pi\varepsilon}\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1}+\frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right).$$

Параметры $\varkappa_i$ и μ_i рассчитывают по следующим формулам: $\varkappa_i=3-4\nu_i$, $\mu_i=E_i/[2(1+\nu_i)]$, где $i=1$ (вал); $i=2$ (втулка); ν_i — коэффициент Пуассона; E_i — модуль упругости.

Коэффициент нагруженности связан с половиной угла контакта φ_0 следующим образом:

$$\beta=\frac{1}{\dfrac{(1-4\gamma_2Y_2)(1-\gamma_3Y_0)}{Y_2}-4\gamma_2\gamma_3Y_1}.$$

Параметры γ_1, γ_2, γ_3 и b рассчитывают по следующим формулам:

$$\gamma_1=\frac{(1-\varkappa_2)\mu_1-(1-\varkappa_1)\mu_2}{(1+\varkappa_2)\mu_1+(1+\varkappa_1)\mu_2};$$

$$\gamma_2=\frac{\mu_2+\varkappa_2\mu_1}{(1+\varkappa_2)\mu_1+(1+\varkappa_1)\mu_2};$$

$$\gamma_3=\frac{(1+\varkappa_2)\mu_1}{(1+\varkappa_2)\mu_1+(1+\varkappa_1)\mu_2}$$

$$b=\operatorname{ctg}\frac{\varphi_0}{2}.$$

Вычисляем коэффициенты:

$$\frac{1}{Y_0}=0{,}393-0{,}702\gamma_1-0{,}040\gamma_1^2+$$
$$+(0{,}051-1{,}456\gamma_1)\,b+b^2;$$

$$\frac{1}{Y_1}=\frac{1}{Y_2}=1-2{,}162\gamma_1+0{,}087\gamma_1^2-$$
$$-(0{,}893\gamma_1+0{,}070\gamma_1^2)\,b+b^2;$$

$$\frac{1}{Y_3}=1{,}812-3{,}787\gamma_1-0{,}034\gamma_1^2-$$
$$-(0{,}145+0{,}251\gamma_1-0{,}014\gamma_1^2)\,b+b^2.$$

Зависимость удельной нагрузки от коэффициента нагруженности выражается следующим образом:

$$N_n=8\pi\varepsilon\beta\frac{\mu_1\mu_2}{\mu_1(1+\varkappa_1)+\mu_2(1+\varkappa_2)},$$

где ε — радиальный зазор.

Построив зависимость $N_n=N_n(\varphi_0)$ по заданному N_n, находят половину угла контакта φ_0. Расчет φ_0 по формуле Герца ($\varphi_0\leqslant 30°$):

$$\varphi_0=\arcsin\sqrt{\frac{2N_n}{\pi\varepsilon}\left(\frac{1-\nu_1}{\mu_1}+\frac{1-\nu_2}{\mu_2}\right)}.$$

По заданной удельной нагрузке N_n и углу контакта $2\varphi_0$ находят среднее по проекции площадки контакта давление в зоне контакта $q=N_n/(2r_1\sin\varphi_0)$.

Максимальное контактное давление p_{max} можно выразить через среднее контактное давление:

$$p_{max}=kp=\frac{kN}{2r_1l},$$

где

$$p=\frac{N}{2r_1l}=\frac{N_n}{2r_1};$$

$$k=2\left(\frac{b}{\beta}+\gamma_3c_0b\right)\frac{0{,}318}{(0{,}106-1{,}8\gamma_1b+b^2)}+$$
$$+\frac{1{,}28\gamma_2\times}{0{,}336-0{,}434\gamma_1-0{,}176\gamma_1^2+(0{,}077-1{,}67\gamma_1+}\to$$
$$\to\frac{\times b}{+0{,}125\gamma_1^2)\,b+b^2}.$$

Коэффициент $c_0=Y_0/Y_2(1-4\gamma_2Y_3)+4\gamma_2Y_1$.

Максимальное контактное давление по Герцу при $\varphi_0\leqslant 30°$ определяют по формуле

$$p_{max}=\frac{4}{\pi}\frac{p}{\sin\varphi_0}.$$

Для обеспечения работоспособности различных устройств, в частности, при экстремальных температурах и при наличии облучения широко применяют самосмазывающиеся радиальные сферические шарнирные подшипники (СРСШП).

В отличие от металлических шарниров, использующихся со смазочным материалом, самосмазывающиеся шарниры выполняют главным образом из антифрикционных материалов типа металлофторопласта и тканевых материалов с фторопластовым волокном. СРСШП с полимерными антифрикционными элементами успешно работают при однонаправленной, спокойной (безударной) нагрузке. К достоинствам указанных материалов относятся возможность изготовления из них шарниров, работоспособных при качательном движении, при высоких контактных давлениях в широком диапазоне изменения температур, причем потери на трение сравнительно невысоки. В случае значительных динамических нагрузок, вибраций надежнее работают шарниры, изготовленные из высокопрочных сталей.

Основные критерии работоспособности СРСШП можно выразить исходя из ограничений по температурам $|t_1|\leqslant t\leqslant|t_2|$, средним (условным) давлениям (контактным напряжениям) $p_n\leqslant|p_n|$, интенсивностям изнашивания $J_h\leqslant|J_h|$, моментам сопротивления (трения) $T\leqslant[T]$. Последнее соотношение в определенном смысле эквивалентно ограни-

чению по коэффициенту трения скольжения $f \leqslant |f|$.

В практике нашел широкое применение условный фактор нагруженности $pv_s \leqslant |pv_s|$. Температуру в зоне контакта t_Σ можно представить как сумму среднеповерхностной (массовой) температуры $t_м$ и температуры θ, возникающей вследствие действия теплового источника в дискретных точках касания в результате работы сил трения: $t_\Sigma = t_м + \theta$.

Для металлофторопластовых материалов диапазон температур, в котором возможна эксплуатация шарнирных подшипников, составляет приблизительно $-200 \ldots +280$°С, для фторопластовых тканевых материалов $-200 \ldots +180$°С. С увеличением температур более 100 °С значительно снижаются несущая способность и износостойкость указанных антифрикционных материалов. Нагруженность шарнира характеризуется отношением приложенной (эквивалентной) нагрузки к площади проекции опорной поверхности на плоскость, перпендикулярную направлению действия внешней нагрузки — средним (условным) давлением: $p_м = N/(d_{сф}b)$, где N — эквивалентная радиальная (нормальная) внешняя нагрузка; $d_{сф}$ — диаметр сферического подшипника; b — длина подшипника (верхнего кольца) (рис. 30.6). В действительности среднее и тем более максимальное контактное давление превышают давление, рассчитанное по указанному выше уравнению.

При малых углах контакта, соответствующих низкой нагрузке при повышенных приведенном модуле упругости и радиальном зазоре, максимальное контактное давление $q_м$ может превышать среднее давление в 2—5 раз. Определение напряженного состояния в месте силового контакта СРСШП, размеров площадки контакта, максимального давления и величины сближения соприкасающихся тел для указанных композиционных материалов представляет сложную задачу. Ее необходимо решать, сочетая расчетные методы со специально поставленными экспериментами. Эквивалентную нагрузку на подшипник N, учитывающую одновременное действие радиальной N_r и осевой N_a нагрузок, можно определить по формуле

$$N = N_r\left[1 + 10\left(\frac{N_a}{N_r}\right)^2\right].$$

Для нормальной эксплуатации подшипника желательно, чтобы отношение осевой нагрузки к радиальной не превышало 0,6. Если в период одного качания (полуцикла) нагрузка на подшипник изменяется от N_{min} до N_{max} почти линейно, то эквивалентную нагрузку находят из выражения $N = (2N_{min} + 3N_{max})/5$. Допустимое среднее (условное) давление для СРСШП при постоянной по значению и направлению нагрузке не должно превышать 100 МПа.

Статическую несущую способность (контактное давление) для неподвижных (малоподвижных) СРСШП определяют исходя из условия отсутствия остаточных деформаций и разрушения антифрикционных элементов (колец), ее значение не превышает обычно 250 МПа. При вибрационных воздействиях и изменении направления нагрузки допустимые средние давления следует уменьшать в 2—10 раз. Число ожидаемых циклов качаний (колебаний) n_Σ, приходящееся на полный цикл (угол 2β), определяется по формулам (рис. 30.7):

$$n_\Sigma = \frac{[S]\nu}{60v_s}, \text{ или } n_\Sigma = \frac{[h]\nu}{60J_h v_s},$$

где $|S|$ — допустимый путь трения скольжения, см; ν — число колебаний (полных циклов) в минуту; v_s — средняя скорость скольжения, см/с; $|h|$ — допустимый износ, см; J_h — средняя интенсивность изнашивания трущихся материалов в предполагаемых условиях эксплуатации шарнирных подшипников.

Выразим линейную и временную интенсивность изнашивания: $dh/dS = J_h$, $dh/d\tau = J_{h\tau}$.

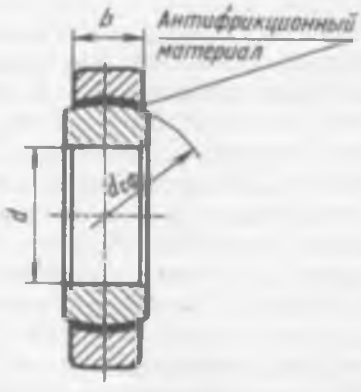


Рис. 30.6. Самосмазывающийся радиальный сферический шарнирный подшипник



Рис. 30.7 Кинематическая схема шарнира:
β — угол качания, 2β — полный угол качания (цикл); α — угол контакта в диаметральной плоскости при сжатии

где h — износ; J_h — интенсивность изнашивания; J_{hv} — интенсивность изнашивания.

Из указанных соотношений можно получить выражения $J_{hv}=J_h dS/dt$, или $J_{hv}=J_h v_s$.

Время работы шарнира $\tau_\Sigma=h_\Sigma/v$ (мин); $\tau_\Sigma=h_\Sigma/(60v)$ (ч).

Используя величины интенсивности изнашивания материала и допустимого износа, найдем ожидаемое время (ч) работы: $\tau_\Sigma=[h]/(3600J_h v_s)$. Индекс «Σ» используют в тех случаях, когда нужны дальнейшие уточнения расчета в связи с различием условий нагружений (силовых, тепловых и др.), фрикционных сред, а также периодов приработки и ускоренного изнашивания шарнира перед полным выходом его из строя (рис. 30.8): $\tau_\Sigma=\tau_1+\tau_2+\ldots+\tau_i$, где τ_1, τ_2, ... — временные отрезки, характерные для разных интенсивностей изнашивания; s — путь трения скольжения. Средняя скорость скольжения (см/с) в контакте трущихся колец $v_s=2{,}9\cdot10^{-5}d_{c\phi}\beta v$, где $d_{c\phi}$ — диаметр сферы, мм; β — угол качания, °; 2β — полный цикл, ° (см. рис. 30.7).

Скорость скольжения (м/мин) $v_s=1{,}74\cdot10^{-3}d_{c\phi}\beta v$.

Надежность прогнозирования долговечности шарнира главным образом зависит от правильного определения интенсивности изнашивания материалов J_h в ожидаемых условиях эксплуатации. Интенсивность изнашивания является функцией механических, физических и химических процессов. В реальных условиях эксплуатации самосмазывающихся шарнирных подшипников интенсивность изнашивания $J_h\approx5\cdot10^{-7}\ldots10^{-9}$.

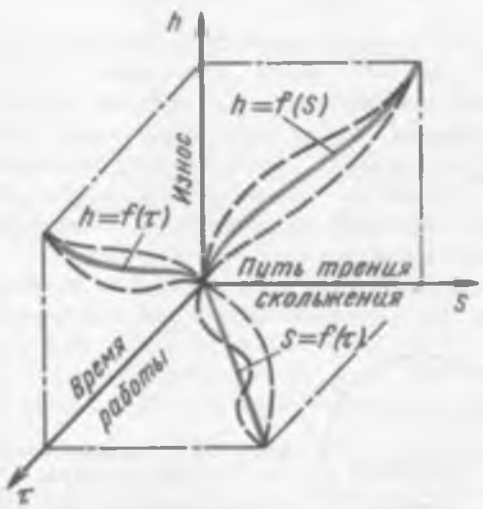


Рис. 30.8. Зависимость износа от времени и пути трения:

сплошная линия — типичный вид; штриховая линия — возможные виды

Допустимый износ для металлофторопластовых материалов составляет $|h|\approx0{,}05\ldots0{,}2$ мм, для фторопластовой ткани $|h|\approx\approx0{,}45$ мм.

Момент сопротивления (трения), возникающий в СРСШП, рассчитывают по формуле $T_f=1/20Nfd_{c\phi}$, где T_f — момент сопротивления (трения), Н·см; N — эквивалентная радиальная нагрузка, Н; f — коэффициент трения скольжения; $d_{c\phi}$ — диаметр сферы, мм.

Обычно коэффициент трения скольжения $f=0{,}025\ldots0{,}35$. Допустимый момент сопротивления (трения) $|T|$ может быть задан на основе силовых или энергетических характеристик двигателя, привода или исполнительного механизма. Момент трения необходим для тепловых расчетов СРСШП. Допустимое значение фактора $[p_s v_s]$ для различных материалов, близких по свойствам металлофторопластовым или фторопластовой ткани, изменяется в диапазоне $[p_s v_s]=40\ldots80$ (100) МПа (см/с).

Передача винт-гайка с трением скольжения. Передача винт-гайка благодаря простоте конструкции и изготовления, компактности, экономичности, а также тому, что она может реализовать высокое передаточное отношение, получила широкое распространение как в силовых механизмах (домкраты, толкатели, прессы, прокатные станы и др.), так и в механизмах точных перемещений, в измерительных приборах. Основной причиной выхода передачи из строя является повышенный износ. Расчет винтовой передачи на износ имеет первостепенное значение при проектировании. Благодаря поверхностному упрочнению витков, правильному выбору конструкционных, смазочных материалов и покрытий достигается улучшение эксплуатационных характеристик этого узла трения.

Главные факторы, от которых зависит допустимое контактное давление $[p_s]$, следующие:

материалы гайки и винта, их механические, физико-химические свойства; вид поверхностной механической, химико-термической обработки; шероховатость поверхностей; антифрикционные свойства материалов витков;

смазочный материал; от вида и сорта смазочного материала в значительной степени зависят эксплуатационные характеристики и надежность механизмов (например, при использовании в парах скольжения пластичных смазочных материалов с кремнийорганическими соединениями контактные давления не должны превышать 1—2 МПа);

температурные условия эксплуатации узла трения; внешняя температура (среды) и тем-

пература, возникающая вследствие работы сил трения в контакте витков, оказывают большое влияние на работоспособность винтовой пары скольжения;

скорость скольжения в месте контакта витков, которая приводит к повышению контактной температуры, многократному передеформированию смазочного материала, срезу микронеровностей, образованию ювенильных поверхностей — очагов возникновения микрозадира;

агрессивное воздействие окружающей среды, попадание в контакт влаги, химически активных веществ, абразивных частиц и других внешних примесей;

запас смазочного материала и его подача в контакт трущихся деталей; в связи с протеканием физико-химических и механических процессов в смазочном материале при трении и изнашивании витков смазочный материал теряет свои свойства, поэтому необходимо его регулярно пополнять в зоне контакта;

возобновление смазочного материала, удаление продуктов изнашивания, абразивных частиц и деградированных продуктов смазочных материалов с трущихся поверхностей в период между обслуживаниями;

общий срок службы механизма; вибрационные воздействия, изменение направления внешней нагрузки и скорости скольжения, температурные перепады в узле.

Большое внимание при проектировании узла трения должно быть уделено обеспечению достаточной площади контакта трущихся поверхностей витков, т. е. увеличению размера несущей поверхности витков. Несовпадение углов профилей резьбы винта и гайки, особенно в начальный момент сопряжения, уменьшает площадь контакта витков, повышает местные контактные давления, касательные напряжения, температуру трения, способствует ускоренному изнашиванию.

Повышенные нагрузки усиливают напряженное и деформированное состояние контактирующих поверхностей витков, способствуют выжиманию смазочного материала из зоны контакта, увеличивают площадь фактического контакта по гребешкам микронеровностей $S_ф \sim N/HB$, где $S_ф$ — площадь фактического контакта; N — нагрузка, нормальная к поверхности контакта; HB — твердость менее твердого материала пары (гайки). При этом возрастают микро- и макропластические деформации в местах контакта поверхностей, что особенно важно при наличии тангенциальных перемещений в области контакта, крутильных колебаний и вибраций. Локальные значения касательных напряжений (коэффициента трения) при образовании микрозадиров в местах фактического контакта шероховатых поверхностей будут превышать устанавливаемые экспериментально средние значения коэффициента трения. С увеличением действующего контактного напряжения интенсивность изнашивания винтовой пары повышается.

Температура в контакте может быть выражена как сумма приповерхностной (среднемассовой) температуры $t_м$ и температуры θ, возникающей вследствие работы сил трения скольжения, т. е. действия поверхностного теплового источника $t_Σ = t_м + \theta$. Приповерхностную температуру определяют экспериментально или рассчитывают на основе уравнений теплового баланса для установившегося или неустановившегося процессов.

Интенсивность изнашивания материалов витков, главным образом гайки, зависит от большого числа факторов. Для винтовой пары с определенной кинематикой путь трения скольжения витков резьбы определяется однозначно. Вопрос заключается в определении допустимого значения износа витков $[h]$, которое может зависеть не только от прочности соединения, но и от функциональных требований, предъявляемых в конкретных условиях эксплуатации.

Задав необходимый ресурс работы передачи винт-гайка и зная допустимый износ витков, можно рассчитать и допустимую интенсивность изнашивания витков в эксплуатации. Фактическую интенсивность изнашивания материалов винтовой пары J_h в настоящее время достоверно можно определить только на базе экспериментальных исследований. Для получения последующих расчетных зависимостей для определения изнашивания необходимо правильно обработать экспериментальные данные, желательно в критериальном виде.

Хорошо смазанные поверхности трения с устойчивым состоянием смазочного слоя в зависимости от условий контактирования и реологических свойств смазочных материалов могут обеспечить коэффициент трения скольжения $f = 0{,}05 \ldots 0{,}15$.

Допустимое значение скорости скольжения $[v_s]$ определяют в основном по допустимым значениям температуры пары трения скольжения; широко распространенные факторы $[p_м v_s]$ и $[fp_м v_s]$ косвенно характеризуют тепловое состояние.

Определение критических, предельных значений контактного давления и скорости скольжения очень важно для установления коэффициента запаса.

Ресурс (ч) работы передачи винт-гайка с трением скольжения по критерию износа можно определить по формуле

$$L=\frac{|h|\cos\beta_d}{60\pi J_h d\,(n_г \pm n_в)}$$

Здесь $[h]$ — допустимый износ, см; β_d — угол подъема винтовой линии; $\beta_d=\operatorname{arctg}S_1/(\pi d)$, где S_1 — ход винта, который при однозаходной резьбе равен шагу резьбы, см; d — наружный диаметр резьбы (максимальный диаметр винтовой линии в месте контакта витков, см); J_h — интенсивность изнашивания материала (обычно гайки) в данных условиях эксплуатации (трения); $n_г$ и $n_в$ — частота вращения соответственно гайки и винта, знак «+» принимают при разнонаправленном вращении, знак «—» — при однонаправленном вращении винта и гайки.

Цилиндропоршневая пара трения. Износ цилиндропоршневой пары является главной причиной выхода из строя многих машин и механизмов — двигателей внутреннего сгорания, гидромашин, компрессоров и др. Скорость изнашивания втулок цилиндров и поршневых колец зависит от механического напряженного состояния контактирующих тел, толщины смазочного слоя, физико-химических поверхностных процессов, уровня температуры и других факторов. Нестационарность полей напряжений, деформаций, температур, значительное химическое воздействие среды, смазочного материала, топлива, продуктов сгорания, абразивных частиц существенно затрудняют получение точных расчетных значений величины износа. Критерий, определяющий относительную толщину смазочного слоя, имеет вид $h_{см}/\sqrt{Ra_1^2+Ra_2^2}$, где $h_{см}$ — толщина смазочного слоя; Ra_1, Ra_2 — среднеарифметические отклонения профиля.

В знаменатель выражения вместо параметров шероховатости можно ввести характерный размер абразивной частицы. Толщину смазочного слоя рассчитывают как сумму толщин граничного и контактно-гидродинамического $h_{к.г}$ смазочных слоев. Толщина граничного смазочного слоя в настоящее время не поддается аналитической оценке, поэтому условно принимают $h_{гр}=0{,}1$ мкм (по А. С. Ахматову). Толщину слоя контактно-гидродинамической природы рассчитывают и измеряют как функцию геометрических, кинематических, силовых, температурных характеристик контакта и свойств смазочного материала. Напряженное состояние в контакте оценивают комплексами $p_к$/НВ или $fp_к$/НВ.

Шероховатость поверхностей, от которой зависит несущая способность контакта, маслоемкость, маслоудерживающая способность, характеризуется различными комплексами. В расчетное уравнение необходимо ввести временные характеристики, например симплекс типа $\tau_р/\tau_в$, характеризующий отношение времени $\tau_р$ разрушения защитных пленок различной природы ко времени $\tau_в$ их восстановления. На основе уравнения Аррениуса-Журкова находим комплекс, характеризующий физико-химические процессы, протекающие на трущихся поверхностях, разрушение граничных смазочных и модифицированных поверхностных слоев материалов. Критерий имеет вид RT/E, где R — универсальная газовая постоянная; T — абсолютная температура поверхности в месте износа; $E=Q$ — теплота адсорбции для граничных смазочных слоев или $E=E_а$ — энергия активации распада межатомных связей химически модифицированных слоев. Интенсивность изнашивания

$$J_h=k\left[\frac{(Ra_1^2+Ra_2^2)^{1/2}}{h_{гр}+h_{к.г}}\right]^x\left(\frac{fp_к}{НВ}\right)^y\times$$

$$\times\left(\frac{R_{max}}{rb^{1/n}}\right)^z\left(\frac{\tau_р}{\tau_в}\right)^\gamma\left(\frac{RT}{E}\right)^\varphi,$$

где k — коэффициент, учитывающий влияние дополнительных факторов на износ пары; x, y, z, γ, φ — показатели степени, определяемые экспериментально. Структура расчетного уравнения учитывает влияние механических, физических и химических факторов. Примеры конкретных расчетов средних значений интенсивности изнашивания цилиндровых втулок различных ДВС показали, что $J_h=10^{-9}\ldots10^{-12}$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Виноградов В. Н., Сорокин Г. М., Албагачиев А. Ю.** Изнашивание при ударе. М.: Машиностроение, 1982. 192 с.

2. **Дроздов Ю. Н., Арчегов В. Г., Смирнов В. И.** Противозадирная стойкость трущихся тел. М.: Наука, 1981. 168 с.

3. **Дроздов Ю. Н., Павлов В. Г., Пучков В. Н.** Трение и износ в экстремальных условиях. М.: Машиностроение, 1986. 223 с.

4. **Кочаев В. П., Дроздов Ю. Н.** Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высшая школа, 1991. 320 с.

5. **Костецкий Б. И.** Трение, смазка и износ в машинах. Киев: Техника, 1970. 395 с.

6. **Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С.** Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 525 с.

7. **Проников А. С.** Надежность машин. М.: Машиностроение, 1978. 592 с.

8. **Решетов Д. Н.** Детали машин. — М.: Машиностроение, 1989, 496 с.

9. **Фролов К. В.** Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения. М.: Машиностроение, 1984. 224 с.

10. **Хрущов М. М., Бабичев М. А.** Абразивное изнашивание. М.: Наука, 1970, 225 с.

Глава 31
УПРОЧНЕНИЕ

31.1. ВЛИЯНИЕ ПОВЕРХНОСТНОГО УПРОЧНЕНИЯ НА НАДЕЖНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Упрочнение поверхностей позволяет существенно повысить надежность деталей машин благодаря росту сопротивления усталости, износостойкости, коррозионной стойкости и других параметров. При этом необходимы учет и оценка как триботехнических характеристик поверхности, так и характеристик сопротивления усталости (у коленчатого вала, кулачкового вала, валов насосов, шпинделей станков и других деталей), а также других свойств.

На практике в зависимости от вида деталей и условий их работы могут оказаться главными либо триботехнические характеристики, либо сопротивление усталости, либо то и другое. В последнем случае требуется решать задачу оптимизации по рассматриваемым критериям, ибо при высоких характеристиках износостойкости детали после упрочнения поверхности не всегда имеют максимум сопротивления усталости, и наоборот.

В настоящее время в машиностроении в основном выполняется упрочняющая обработка поверхностей деталей узлов трения машин и элементов конструкции.

Высокое качество и надежность узлов трения обеспечиваются применением износостойких и антифрикционных покрытий. Защита поверхности массивной детали позволяет сэкономить дорогостоящие легированные стали, цветные металлы, дефицитные сплавы, успешно решить проблемы восстановления изношенных деталей. Требуемые поверхностные свойства обеспечиваются как нанесением защитного слоя (покрытия), так и преобразованием поверхностного слоя металла с помощью химических, физических, механических методов, диффузионного насыщения, химико-термической обработкой [1, 3—7, 9, 10].

Химико-термические методы (цементация, азотирование, цианирование, борирование и т. п.) упрочнения поверхности трения благодаря увеличению твердости весьма эффективно повышают сопротивление абразивному изнашиванию. Для улучшения противозадирных свойств посредством сульфидирования, сульфоцианирования, селенирования, карбонитрации, азотирования создаются тонкие поверхностные слои, обогащенные химическими соединениями, предотвращающими схватывание и задир. Значительная часть технологических задач, связанных с необходимостью повышения износостойкости, коррозионной стойкости, жаропрочности, восстановительного ремонта решается с использованием методов металлизации напылением, включающих газопламенную металлизацию, электродуговую, плазменную, высокочастотную индукционную металлизацию, детонационное напыление покрытий из металлов, сплавов, оксидов, карбидов, боридов, стекла, фосфора, органических материалов.

Поверхностное упрочнение пластическим деформированием, взрывом, электроискровое упрочнение, электролитические, газотермические методы, химико-термическое модифицирование, осаждение покрытий из газовой фазы, нанесение покрытий вакуумными ионно-плазменными методами, лазерная обработка, ионно-лучевые и электронно-лучевые методы, наплавка, приварка износостойких материалов позволяют конструктору существенно увеличить надежность триботехнических систем. Создание на трущихся поверхностях прочных износостойких слоев позволяет существенно повысить прочность, коррозионную стойкость и износостойкость материалов. Толщина наносимого покрытия или упрочняемого слоя зависит от режимов ра-

31.1. Некоторые способы упрочнения поверхностей

Способы упрочнения	Покрываемые материалы	Основные характеристики поверхности
Диффузионные покрытия		
Цементация	Углеродистые и легированные стали с малым содержанием углерода	Высокие объемная прочность, вязкость, поверхностная твердость
Азотирование	Азотируемые стали, некоторые углеродистые стали, коррозионно-стойкие стали, инструментальные стали и чугуны	Высокие прочность и износостойкость, высокая твердость, сохраняемая при высоких температурах
Цианирование и карбонитрация	Металлы, подвергаемые цементации	То же
Хромирование	Углеродистые стали, легированные стали, железо, инструментальная сталь и коррозионно-стойкая сталь	Высокие твердость и износостойкость
Силицирование	Стали с низким содержанием углерода и серы	Высокая износостойкость
Борирование	Стали, чугуны, жаростойкие металлы	Высокая износостойкость при скольжении
Гальванические покрытия		
Хромирование	Большинство черных и цветных металлов	Высокая твердость, низкий коэффициент трения, способность удерживать смазочные материалы, хорошие противозадирные свойства
Никелирование	Большинство черных и цветных металлов	Высокая твердость, хорошие противозадирные свойства
Фарфоровая эмаль	Чугун, некоторые алюминиевые сплавы	Низкий коэффициент трения, высокая износостойкость при абразивном изнашивании. Не рекомендуется применение при ударных нагрузках
Газотермическое напыление		
Металлизация	Все металлы	Большой диапазон твердости и износостойкости
Керамика	Почти все виды керамики	То же
Наплавка	Большинство черных металлов. Не рекомендуется для цветных металлов с температурой плавления ниже 1000 °С	Высокие твердость и износостойкость
Поверхностная термообработка		
Пламенная закалка	Все подвергающиеся закалке стали (предпочтительнее углеродистые и низколегированные стали с содержанием 0,35—0,7 % С)	Объемная прочность и вязкость, высокая твердость. Можно применять локальную обработку
Индукционная закалка	Все подвергающиеся закалке стали	Высокие прочность, вязкость, твердость. Применяется для закалки поверхностных слоев

боты узла трения, его назначения, преобладающего вида повреждения и допустимого износа. Эта толщина может изменяться в широких пределах: от долей микрометров для износостойких покрытий газодинамических подшипников скольжения до нескольких миллиметров при металлизации детали для восстановления ее свойств.

Из большого числа известных технологических методов упрочнения металлических поверхностей значительный интерес представляют современные прогрессивные методы, нашедшие применение на практике как методы эффективной борьбы с наиболее распространенными видами усталостного разрушения и изнашивания, обладающие рядом преимуществ по сравнению с традиционными методами объемного и поверхностного упрочнения.

Эффективность применяемого метода упрочнения зависит от соответствия физико-химических и физико-механических свойств получаемого покрытия требованиям, определяемым условиями работы узла трения и преобладающим видом механизма изнашивания. Задачу выбора метода упрочнения необходимо решать на этапе проектирования изделия. В узлах трения деталей машин, как правило, одновременно действует несколько механизмов изнашивания: адгезионный, абразивный, усталостный, коррозионно-механический. Обычно можно выделить один преобладающий вид изнашивания.

Наиболее перспективны для защиты от абразивного, особенно ударно-абразивного изнашивания ионно-плазменные, газотермические покрытия карбидов, нитридов, боридов, оксидов и твердых металлов, обладающие высокими твердостью, прочностью сцепления с основой и вязкостью разрушения. Эти покрытия, характеризующиеся высокой жаропрочностью, эрозионной и коррозионной стойкостью, успешно применяют в экстремальных условиях (рис. 31.1) [10]. Адгезионная износостойкость материалов повышается при увеличении твердости покрытия. Для снижения усталостного изнашивания требуется повышать прочность, вязкость и сопротивление образованию подповерхностных трещин. При выборе подходящего материала для поверхностного упрочнения в соответствии с условиями его применения необходимо учитывать целый ряд дополнительных факторов экономического, технологического и конструктивного характера. В табл. 31.1 приведены некоторые виды твердых покрытий и методов упрочнения [12].

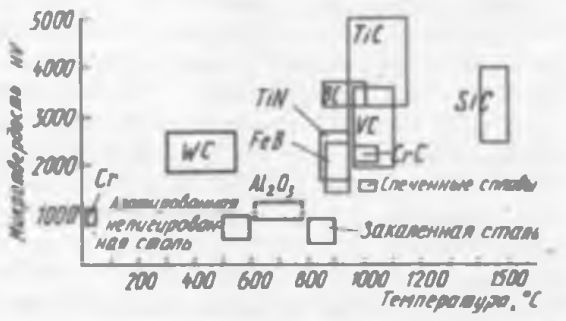


Рис. 31.1. Микротвердость материалов и покрытий

31.2. ХИМИКО-ТЕРМИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ УПРОЧНЕНИЯ ПОВЕРХНОСТИ

Легированные стали, обладающие высокими износостойкостью и контактной прочностью, а также жаропрочные стали, применяемые в узлах трения, которые работают при повышенных температурах, дороги вследствие высокого содержания в них легирующих элементов. В этих условиях экономически выгодно применение низколегированных и углеродистых сталей, подвергнутых соответствующей химико-термической обработке (ХТО). По назначению различают следующие виды ХТО:

для повышения износостойкости путем увеличения поверхностной твердости трущихся деталей цементацию, азотирование, цианирование, борирование и другие процессы (табл. 31.2) [12]. ХТО этого вида применяют в первую очередь для повышения сопротивления абразивному изнашиванию;

для улучшения противозадирной стойкости металлов путем создания тонких поверхностных слоев, обогащенных химическими соединениями с активными элементами и предотвращающих схватывание и задир при трении, — сульфидирование, сульфоцианирование, селенирование, теллурирование, обработка в иодисто-кадмиевой соляной ванне. При ХТО этого вида поверхностная твердость не увеличивается, но улучшаются антифрикционные и противозадирные свойства. Снижение коэффициента трения происходит в среднем в 2 раза, а повышение противозадирной стойкости — в 5—10 раз.

Азотирование широко применяют для обработки сталей всех классов, а также титановых сплавов. В результате азотирования повышаются износостойкость, противозадирная стойкость, коррозионная стойкость, контактная прочность, твердость поверхности и сопротивление размягчению при высоких температурах. Благодаря высокой подповерхностной прочности повышается несущая способность азотированных зубчатых передач. Основной недостаток, ограничивающий применение азотирования, — длительность технологического цикла обработки, а следовательно, малая производительность. Значительно более производительный метод, не уступающий азотированию по эффективности упроч-

31.2. Свойства диффузионных покрытий

Обработка	Толщина, мм	Твердость HV	Свойства диффузионных покрытий
Науглероживание	0,500—1,500	800	Износостойкость, абразивная и эрозионная стойкость
Азотирование	0,100—0,800	800	Износостойкость, усталостная и коррозионная стойкость
Цианирование	0,006—0,250	800	Износостойкость, абразивная и эрозионная стойкость
Карбонитрация	0,100—0,500	800	Износостойкость при высоких нагрузках, в условиях ударного нагружения, противозадирная стойкость
Хромирование	0,010—0,050	1800	Износостойкость при высоких температурах
Силицирование	0,100—0,200	160	Износостойкость, противозадирная стойкость
Борирование	0,100—0,850	1650	Износостойкость в условиях ударного нагружения, усталостная стойкость

няющего действия, — цианирование. Оно осуществляется в жидких солевых ваннах, содержащих смеси цианистых солей натрия и калия. Несмотря на высокую эффективность, цианирование не получило широкого распространения вследствие высоких требований к технике безопасности.

Разработан процесс карбонитрации, характеризующийся малой токсичностью и более высокой производительностью. Карбонитрацию успешно применяют для упрочнения инструмента из быстрорежущей и инструментальной сталей. Большой эффект достигается при использовании карбонитрации для упрочнения таких кинематических пар, как зубчатые передачи, кулачки, пары втулка—вал, резьбовые соединения и т. п. В отличие от азотирования аустенитных сталей поверхностные слои, получаемые при карбо-

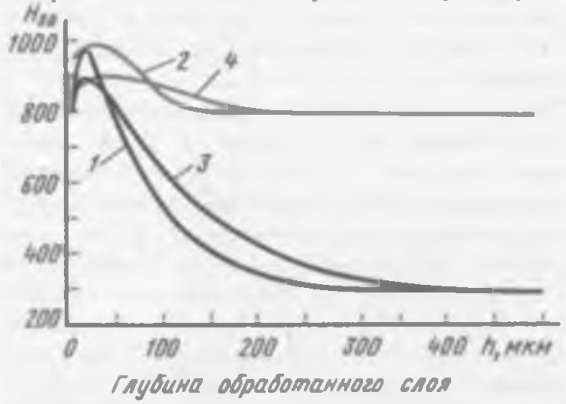


Рис. 31.2. Изменение микротвердости закаленной и карбонитрированной сталей по глубине обработанного слоя:

1 — сталь 45Х, карбонитрация; *2* — сталь 45Х, карбонитрация, закалка ТВЧ, 800 °С; *3* — сталь 45, карбонитрация; *4* — сталь 45, карбонитрация, закалка ТВЧ, 800 °С

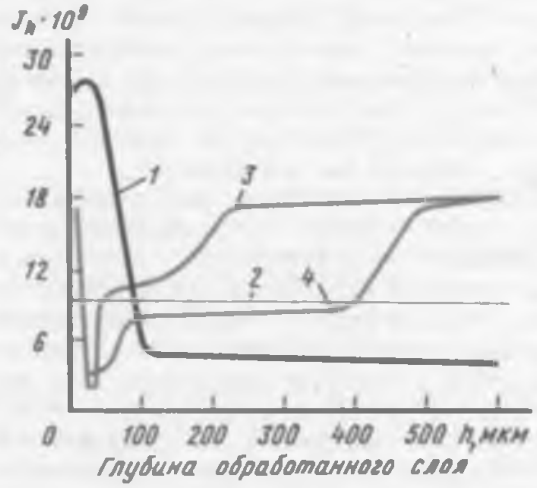


Рис. 31.3. Изменение интенсивности изнашивания стали 20 по глубине обработанного слоя:

1 — сталь 20 в отожженном состоянии; *2* — сталь 20, цианирование в течение 1 ч 850 °С, закалка в масло; *3* — сталь 20, карбонитрация в течение 1,5 ч; *4* — сталь 20, карбонитрация в течение 1,5 ч, закалка в масло 700 °С

нитрации, обладают более высокими показателями пластичности и прочности сцепления с диффузионным подслоем.

Интенсивность изнашивания различных областей поверхностного слоя карбонитрированной стали существенно различается (рис. 31.2, 31.3). Наименьшая интенсивность изнашивания ($J_h \approx 2 \cdot 10^{-8}$) получена для слоя с микротвердостью $H_\mu \approx 130$ МПа. При переходе от карбонитридного слоя к менее твердой основе интенсивность изнашивания возрастает. Интенсивность изнашивания карбонитрированных сталей 20, 45 и 45Х на один-два порядка ниже интенсивности изнашивания тех же сталей, подвер-

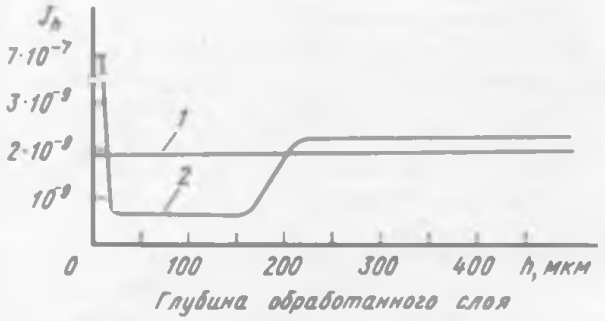


Рис. 31.4. Изменение интенсивности изнашивания стали 45Х по глубине обработанного слоя:
1 — улучшение, закалка ТВЧ; *2* — карбонитрация в течение 2 ч, закалка ТВЧ

гнутых обычной закалке и старению, и на один порядок ниже для сталей, подвергнутых азотированию (рис. 31.3, 31.4). С увеличением выдержки до 10 ч суммарная глубина упрочненного слоя возрастает вдвое от 0,1 до 0,2 мм. Износостойкость при этом увеличивается в 3—5 раз. При испытаниях карбонитрированных шарниров в режиме качательного движения результаты различались при разных амплитудах колебаний. При малых колебаниях, когда затрудняется вынос продуктов изнашивания из зоны трения, износостойкость шарнира резко снижается — оказывают абразивное действие свободные продукты изнашивания. Нагрузка, приводящая к заеданию в паре цилиндр—сфера в условиях чистого скольжения, в результате карбонитрации повышается в 4 раза по сравнению с соответствующей нагрузкой для закаленной и подверженной старению стали и в 2 раза по сравнению с нагрузкой заедания для азотированной стали. При карбонитрировании роликов из низколегированной стали с содержанием 0,23 % C, 0,8 % Mn, 0,29 % Si, 0,58 % Ni, 0,54 % Cr, 0,16 % Mo и менее 0,15 % P и 0,15 % S, испытанных при качении с проскальзыванием без смазывания (скорость проскальзывания 0,38 м/с, нагрузка 120, 300, 500 и 800 Н); содержание аустенита не влияет на износостойкость, но влияет на распределение твердости по глубине образца. Рост твердости подповерхностного слоя с высоким содержанием остаточного аустенита обусловлен деформационным упрочнением, происходящим в процессе трения.

Методы ХТО применяют для упрочнения углеродистых сталей. В результате обработки увеличивается износостойкость углеродистых и легированных сталей при повышенных температурах. Диффузионные поверхностные слои сохраняют твердость при высоких температурах. Высокая твердость азотированного слоя сохраняется приблизительно до температуры 500 °С. Коэффициенты трения сталей, подвергнутых ХТО, достигают высоких значений, однако они ниже коэффициентов трения тех же сталей, закаленных, отпущенных и не подвергнутых ХТО. При увеличении температуры интенсивность изнашивания и коэффициент трения снижаются, что обусловлено интенсификацией процессов окисления.

Борирование железа и стали как метод поверхностного упрочнения позволяет получить твердость поверхности более высокую, чем после науглероживания или азотирования. Борированный слой толщиной 0,1—0,2 мм состоит из двух фаз ромбического борида FeB (16,25 % B) и находящегося ниже слоя тетрагонального борида Fe_2B (8,48 % B) с твердостью 1600 ... 1800 HV. Основной недостаток борированных слоев — хрупкость устраняется введением в шихту небольшого количества меди, алюминия и других металлов. Поверхностная твердость снижается при этом на 200—300 единиц.

Борирование применяют для повышения стойкости штамповых сталей. При одновременном действии ударных нагрузок и срезывающих усилий однофазные покрытия FeB имеют большую контактную прочность, чем двухфазные слоистые покрытия Fe_2B/FeB. Нанесение боридных покрытий на ледебуритные хромистые стали в условиях ударных нагрузок приводит к увеличению износа, по-видимому, вследствие высокой хрупкости боридного слоя. Более тщательное изучение влияния структуры двухфазных боридных слоев, образованных на углеродистой стали 45, показало, что борированный слой на глубине 40 мкм имеет пористое строение, а его твердость под поверхностью уменьшается, достигая 300 HV. Твердость слоев на большей глубине составляет 1400—1800 HV. После удаления пористого слоя толщиной 40 мкм существенно повышается износостойкость. Ухудшение трибологических свойств двухфазных слоев боридов связано не только со свойствами фазы FeB, но и с высокой шероховатостью и хрупкостью тонкого приповерхностного слоя.

Для защиты корпусных деталей роторов центробежных жидкостных сепараторов — сгустителей используют термохимические методы упрочнения: электрохимическое хромирование, термодиффузионное борирование и др. Термодиффузионное борирование обеспечивает повышение износостойкости де-

талей сепаратора в воде и в растворе хлористого натрия в 10 раз по сравнению с износостойкостью деталей, обработанных термодиффузионным хромированием и в 2 раза по сравнению с износостойкостью деталей с твердым электролитическим хромированием.

31.3. ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ НАНЕСЕНИЯ ПОКРЫТИЙ

Методы электрохимической защиты поверхности применяют для создания антифрикционных износостойких покрытий на основе мягких и твердых металлов. При нанесении тонких (несколько мкм) гальванических покрытий Au, Ag, Pb, In, Cd за счет низкого сопротивления сдвигу материала покрытия и высокой прочности основы получаются низкие коэффициенты трения. Однако износостойкость таких тонких мягких покрытий невелика.

Гальванические покрытия Ag, Cd, Co и Cu и композиционное покрытие Ni с добавкой MoS_2, нанесенное на титановый сплав TiAl16V4 (ФРГ), при температуре 300 °С значительно снижают трение и износ. При колебательном движении с частотой 50 Гц коэффициент трения для указанных покрытий постепенно возрастает до 0,7—1,0 с увеличением числа циклов. В режиме колебательного движения износ снижается при использовании гальванических покрытий Ag, Co.

Для повышения износостойкости деталей машин, а также для их восстановления при ремонте широко применяют различные виды электролитического хромирования, никелирования, родирования (табл. 31.3 [12]). Хромовые покрытия характеризуются высокими износостойкостью и коррозионной стойкостью. Для восстановления размеров изношенных стальных и чугунных деталей целесообразно применять железнение. Недостаток железных покрытий — их хрупкость и низкая коррозионная стойкость. При соответствующей модификации структуры железных покрытий их свойства улучшаются. В целях снижения хрупкости и повышения износостойкости, создания мелкозернистой структуры применяют легирование марганцем и никелем.

31.3. Электролитические покрытия

Покрытие	Толщина, мм	Твердость HV	Свойства
Твердый хром	0,001—0,3	800	Высокая износостойкость, низкий коэффициент трения, высокая коррозионная стойкость
Твердый никель	До 6	650—800	Повышенная вязкость, высокие ударная прочность и трещиностойкость
Родий	0,005	650	Высокие износостойкость и коррозионная стойкость

Электрохимическое оксидирование (анодирование) применяют для получения оксидных пленок толщиной до 200 мкм на поверхности черных и цветных металлов (Al, Mn, Ta, Ti, Zr и др.). Образующаяся при анодировании оксидная пленка характеризуется высокими твердостью, износостойкостью, жаропрочностью и электроизоляционными свойствами. Анодирование поверхностей узлов трения приводит к существенному возрастанию коэффициентов трения по сравнению с коэффициентами трения для необработанных поверхностей. Испытания анодированных образцов из алюминиевых и титановых сплавов Д16, В95, АД1, ОТ4-1 показали, что во всех случаях наблюдается высокий коэффициент трения. При трении титанового сплава ОТ4-1 с анодированным покрытием по сплаву Д16 без покрытия коэффициент трения значительно снижается за счет более мягкого материала без покрытия (Д16).

В сочетании со смазочными материалами анодные покрытия дают значительный эффект — снижается трение, существенно повышается несущая способность покрытия и износостойкость. При испытании анодированных образцов из титанового сплава ОТ4-1 со смазыванием петролатумом обеспечивается низкий коэффициент трения (около 0,1) при давлении 0—300 МПа. Хорошие результаты дает сочетание анодных покрытий с пластичными и твердыми смазочными материалами. Анодное покрытие Al с пропиткой ПТФЭ и с покрытием фторуглерода при испытании на машине трения «Falex» имело коэффициенты трения менее 0,18, тогда как испытанные в тех же условиях анодированные и никелированные покрытия без пропитки антифрикционным составом обеспечивали коэффициенты трения соответственно 0,572 и 0,507 [2].

Разработан электрохимический метод селективного нанесения покрытий, позволяю

щий покрывать детали на участках, подверженных наибольшему изнашиванию или коррозии. Наносят покрытия при температуре 20 °С, поэтому уровень остаточных напряжений невысок. Снижается также опасность водородного охрупчивания. Указанным способом наносят покрытия Cu, Ag, Au, Ni, Co.

31.4. ГАЗОТЕРМИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ НАНЕСЕНИЯ ПОКРЫТИЙ

Газотермические методы нанесения покрытий, включающие газопламенную металлизацию, электродуговую, плазменную, высокочастотную индукционную металлизацию и детонационное напыление покрытий, повышают износостойкость, коррозионную стойкость, жаропрочность, восстанавливают изношенные детали. Напылением можно наносить различные покрытия на детали из самых разнообразных материалов (металлы и сплавы, оксиды, карбиды, бориды, стекло, фарфор, органические материалы). Напыление осуществляют на большой площади и локально, на небольших участках крупногабаритных конструкций. Можно напылять различные материалы в несколько слоев, получая покрытие со специальными свойствами. Основной материал, на который наносится покрытие, не испытывает значительного нагревания.

Важным условием эффективности указанных методов является тщательная предварительная подготовка поверхностей детали под покрытие, особенно при нанесении покрытий деталей, предназначенных для работы при больших нагрузках и покрытий материалов, не имеющих химического сродства с материалом покрываемой основы, в частности для неметаллов. Ниже указаны некоторые свойства и применение покрытий, наносимых газотермическими методами [12].

Покрытие из коррозионно-стойкой стали — твердое, имеет высокие прочность и трещиностойкость. Используется для валов, осей, втулок, поршней, клапанов, плунжеров, штоков.

Покрытие из высокоуглеродистой стали — твердое, износостойкое, имеет недостаточную коррозионную стойкость.

Молибденовое покрытие имеет высокие абразивную стойкость и износостойкость, высокую адгезию к основе. Используется для восстановления изношенных деталей и для опорных поверхностей подшипников.

Покрытия из медных сплавов — износостойкие, общего назначения.

Покрытия из самофлюсующихся сплавов на основе хрома и никеля имеют высокие твердость и стойкость при абразивном изнашивании.

Покрытие из карбида вольфрама имеет высокие износостойкость при абразивном изнашивании, износостойкость при ударном нагружении, термопрочность и коррозионную стойкость.

Покрытие из оксида алюминия имеет износостойкость при высоких температурах.

Твердость покрытий, нанесенных газопламенной металлизацией, приведена ниже:

Алюминиевая бронза	78 HRB
Медь	32 HRB
Железо	80 HRB
Молибден	40 HRC.
Монель	39 HRB
Никель	49 HRB
Коррозионно-стойкая сталь	79 HRC.
Сталь с содержанием С, %:	
0,1	89 HRB
0,25	90 HRB
0,80	38 HRC.

Твердость HV покрытий, нанесенных плазменной металлизацией, приведена ниже:

Металлические покрытия:	
из молибденовой проволоки	168—183
из молибденового порошка	321—368
из титанового порошка	443
из вольфрамовой проволоки	246—263
из вольфрамового порошка	330—390
Карбиды, оксиды:	
карбид гафния	1000
карбид тантала	1000
оксид осмия	168—205
оксид хрома	1000
оксид гафния	251—313
оксид циркония	638—805

Из существующих методов напыления более высокими прочностными свойствами и износостойкостью обладают методы плазменного и детонационного напыления.

Наиболее часто плазменное напыление используют для нанесения тугоплавких покрытий, таких, как Al_2O_3, W, Mo и Nb, интерметаллиды, силициды, карбиды, бориды и т. д. Плазменные горелки позволяют получить плазменную струю, средняя температура которой на выходе из сопла составляет несколько тысяч градусов. Такая температура достаточна для расплавления любых твердых веществ. Температуру струи можно регулировать в широких пределах, производя напыление различных материалов. На рис. 31.5 показаны результаты испытаний износостойкости покрытий, нанесенных плазменным

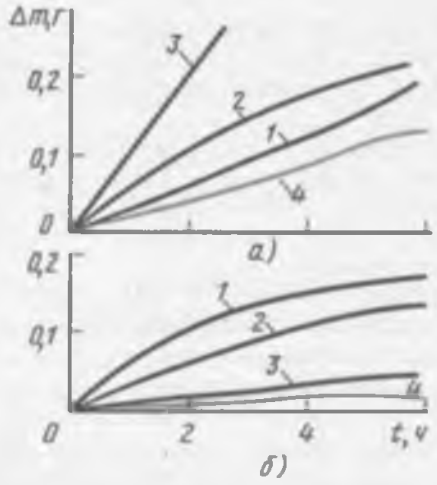


Рис. 31.5. Износ плазменных покрытий в паре с твердым сплавом (*а*) и твердого сплава (*б*):
1 — TiO_2; *2* — NiTi; *3* — TiO_2 + NiTi; *4* — TiO_2 + + NiTi + кратковременная поверхностная термообработка

способом в динамическом вакууме. Термообработка существенно снижает интенсивность изнашивания покрытия и уменьшает износ контртела.

При детонационном напылении скорость движения напыляемого порошка составляет 600—1000 м/с, что в 4—7 раз больше, чем при плазменном и газопламенном напылении. Детонационное напыление на поверхность детали производят после механической обработки и обезжиривания. Существенным преимуществом детонационного напыления является незначительный нагрев покрываемой детали и распыляемых частиц. Метод позволяет наносить покрытия на любые материалы твердостью не выше 61 HRC, (сталь, чугун, алюминий, медь, латунь, бронзу, молибден, титан, бериллий, никель, стекло, керамику, графит, бумагу и др.). Получаемые при этом покрытия по плотности, прочности, жаропрочности, износостойкости значительно превосходят аналогичные характеристики покрытий, получаемых методами плазменного и газопламенного напыления. Напыляемые износостойкие покрытия представляют собой напыленные спеченные твердые сплавы. Твердая составляющая сплава (карбиды) заключена в мягкую матрицу, препятствующую хрупкому разрушению зерен карбида. Оптимальную по износостойкости композицию составляет карбид вольфрама и кобальт. В табл. 31.4 даны физические и механические свойства некоторых покрытий, нанесенных детонационным методом фирмы «Юнион Карбайд» (США).

31.4. Физические и механические свойства некоторых покрытий, наносимых детонационным методом фирмы «Юнион Карбайд»

Марка покрытия	Состав, % по массе	Твердость HV	Прочность сцепления, МПа	Пористость, об. %	Плотность, г/см³	Предел прочности, МПа	Модуль упругости $E \cdot 10^{-5}$, МПа	Коэффициент теплового расширения $\alpha \cdot 10^{6}$, °C⁻¹	Максимальная рабочая температура, °C	Основные свойства и применение
Карбиды										
LW-1N10	91 WC + + 9 Co	1300	175	0,5	14,2	562,5	2,18	8,1	540	Высокие износостойкость и эрозионная стойкость
LW-1N30	87 WC + + 13 Co	1150	175	0,5	13,2	633	2,18	8,1	540	Высокие износостоикость, ударная прочность, термопрочность
LW-1N40	85 WC + + 15 Co	1050	175	0,5	13,2	703	2,18	8,4	540	Высокая износостойкость при повышенных нагрузках
LW-1R	85 WC + + 15 Co	1000	500	3,0	13,0	646	2,34	8,4	540	Высокая износостойкость при абразивном изнашивании, высокий коэффициент трения

Марка покрытия	Состав, % по массе	Твердость HV	Прочность сцепления, МПа	Пористость, об. %	Плотность, г/см³	Предел прочности, МПа	Модуль упругости $E \cdot 10^{-5}$, МПа	Коэффициент теплового расширения $\alpha \cdot 10^{6}$, °C^{-1}	Максимальная рабочая температура, °C	Основные свойства и применение
LW-19	88,5 WC + 8,5 Co + 3 Cr	1150	700	1,0	12,6	447	2,10	6,4	650	Для износостойких направляющих при абразивном изнашивании
LC-1C	80 Cr_3C_2 + 20 Ni—Cr	800	175	1,0	6,4	492	1,22	10,0	980	Износостойкость при высоких температурах
WT-1	83 TiC + 17 Ni	1300	175	1,0	12,1	—	—	8,0	760	Износостойкость в агрессивных щелочных средах
					Оксиды					
LA-2	99 Al_2O_3	1100	700	2,0	3,4	141	0,98	6,8	980	Износостойкость в агрессивных средах при высоких температурах
LA-7	60 Al_2O_3 + 40 TiO_2	950	630	1,0	3,6	134	0,77	—	700	Износостойкость при абразивном изнашивании
					Прочие материалы					
L-103	Co—Cr—W—Ni	1150	175	1,0	8,3	—	—	—	870	Износостойкость при высоких температурах
LCN-1	55 Cu + 42 Ni + 3 In	300	745	0,5	—	950	2,97	—	425	Высокая прочность при нанесении на титановый сплав
LDT-400	62 Co + 28 Mo + 2 Si + 8 Cr	850	—	0,25	—	—	—	—	—	Для повышения износостойкости элементов уплотнений
LDT-700	50 Ni + 32 Mo + 15 Cr + 3 Si	850	730	1,0	7,9	—	—	10,9	980	Для повышения износостойкости элементов уплотнений, коррозионная стойкость

Применение указанных покрытий в машиностроении и судостроении позволяет значительно повысить ресурс многих деталей и узлов и восстановить изношенные детали дизелей судовых механизмов. В химической и нефтяной промышленности газотермические покрытия позволяют повысить низкую коррозионную стойкость и износостойкость при абразивном изнашивании технологического оборудования. Задвижки и клапаны промышленного оборудования должны выдерживать высокое давление при абразивном и эрозионном изнашивании, при различном сочетании коррозионных сред (H_2S, HCl, CO_2, соленая вода, песок). Применение покрытий на основе WC позво-

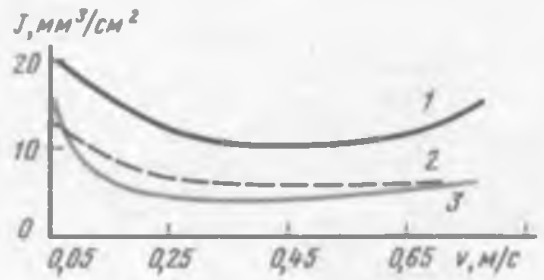


Рис. 31.6. Зависимость интенсивности изнашивания детонационных покрытий на основе легированной коррозионно-стойкой стали (*1*), сплава ВК15 (*2*), нихрома (*3*) от скорости скольжения

ляет обеспечить длительный срок службы без изменения рабочих характеристик, постоянство коэффициентов трения в подвижных деталях и достаточно высокое сопротивление коррозии. В ряде случаев покрытия на основе WC обеспечивают работоспособность узлов трения в диапазоне рабочих температур от −157 до +500 °С и выше.

На рис. 31.6 показана зависимость интенсивности изнашивания покрытия, нанесенного детонационным напылением, от скорости скольжения.

У турбин генераторов, компрессоров, насосов наступает преждевременное изнашивание опорных шеек цапф и уплотнений вследствие загрязнения, повышенного уровня вибрации, наличия коррозионной среды (SO_2, H_2S, Cl и т. д.), температурных колебаний. Покрытия на основе карбида вольфрама позволяют повысить долговечность опорных подшипников и восстановить изношенные поверхности. Долговечность повышается в среднем в 3 раза по сравнению с долговечностью валов из закаленной стали.

Покрытия путем детонационного напыления из металлов и керамики повышают надежность механических уплотнений и обеспечивают величину допустимого pv в 4 раза выше по сравнению с pv наиболее износостойких материалов. Эти покрытия обеспечивают высокую износостойкость, низкий коэффициент трения и сопротивление коррозионному воздействию рабочих жидкостей. Когда детали уплотнений скользят с высокой скоростью, требуется обеспечивать минимальный рабочий зазор в уплотнении при наличии в нем жидкостной пленки минимальной толщины. Требуемые шероховатость и точность рабочих поверхностей уплотнения достигаются в результате финишной обработки покрытий.

Детонационным напылением обеспечивают специфические свойства покрываемых деталей (например, когда необходимо создать поверхностные слои с изменяющимися фрикционными свойствами вдоль образующей ролика).

В химической промышленности при производстве пластмасс применение покрытий, наносимых детонационным методом, из карбида вольфрама и керамических покрытий позволяет повысить долговечность изнашивающихся деталей шнеков, роторов и уплотнений в несколько раз. Можно успешно использовать покрытия, нанесенные путем детонационного напыления, для упрочнения деталей миксеров, плунжеров, компрессоров, седел клапанов, роторов турбин и т. д.

В атомной промышленности важно, чтобы механические агрегаты ядерных реакторов действовали безотказно в течение длительного времени. В ядерных реакторах используются покрытия на основе карбидов вольфрама и хрома (не содержащие Co), износостойкие, с противозадирной стойкостью. Выдерживающие высокую радиацию в реакторах детали механических систем подвержены действию тяжелой воды, газовых сред, горячей воды, находящейся под высоким давлением, металлических жидких теплоносителей. Основные узлы, подверженные изнашиванию и коррозии: детали механизма для загрузки топлива, контрольные системы, уплотнения парогенератора, привод активной зоны, опорные узлы загрузки топлива, контрольные стержни и т. д.

При работе реактора-размножителя на быстрых нейтронах покрытия на механических деталях должны иметь: достаточно низкий коэффициент трения, высокую износостойкость, противозадирную стойкость в жидком натрии. Кроме того, покрытия должны выдерживать длительный контакт с жидким натрием без схватывания и коррозии, должны сопротивляться колебаниям температуры, достигающей 625 °С, а в активной зоне должны выдерживать дозу облучения $6 \cdot 10^{22}$ нейтрон·см$^{-2}$. Большинство покрытий, нанесенных путем плазменного напыления и испытанных в условиях теплосмен в среде жидкого натрия, неработоспособны, подвержены отслаиванию. Покрытия, нанесенные путем детонационного напыления, обладают более высокой прочностью сцепления с основой и успешно выдерживают большое число теплосмен в жидком натрии.

Номинальный химический состав (%) покрытий и основы, применяемых в указанных условиях, приведены ниже.

Покрытия: L = 103A — (Co — 28Cr — 19W — — 5Ni — 1V — 3C) — $3Cr_2O_3$; LCO = 17A — — (Co — 25Cr — 10Ta — 7Al — 0,5Y — 2C) — — $10Al_2O_3$; LCO = 19A — (Co — 30Cr — 10Ta —

31.5. Рабочая температура и характер изнашивания покрытий, наносимых детонационным методом

Рабочая температура, °С	Покрытие	Характер изнашивания
980 или выше	LCO-17A	Износ при ударе или фреттинг-износ
870—980	LCO-17A	То же
	LCO-19A	»
760—870	L-103A	»
	LCO-19A	Фреттинг-износ или износ при легком ударе
650—760	L-103A	Износ при ударе или фреттинг-износ

— 0,5Y — 2C) — $10Al_2O_3$; CM = 64 — Co — — 28Cr — 19W — 5Ni — 0,85C. Наплавка Coast Metal 64. Основа Hastalloy X = Ni — 18,5Fe — — 1,5Co — 22Cr — 9Mo — 0,6W — 0,1C.

В табл. 31.5 [14] указаны условия применения детонационных покрытий на кобальтовой основе. На рис. 31.7 и 31.8 [11, 14] показаны трибологические характеристики покрытий путем детонационного напыления, применяемых в экстремальных условиях. Высокую стойкость к теплосменам в этих условиях проявляют покрытия, нанесенные электроискровым способом, и диффузионные покрытия при дозе облучения $(3—6)10^{22}$ нейтрон·см$^{-2}$ и температуре 480—600 °С в капсулах, наполненных жидким натрием.

Испытания на воздействие радиации оказались наиболее тяжелыми для всех видов покрытий, поэтому при выборе покрытий, работающих в условиях нейтронного облу-

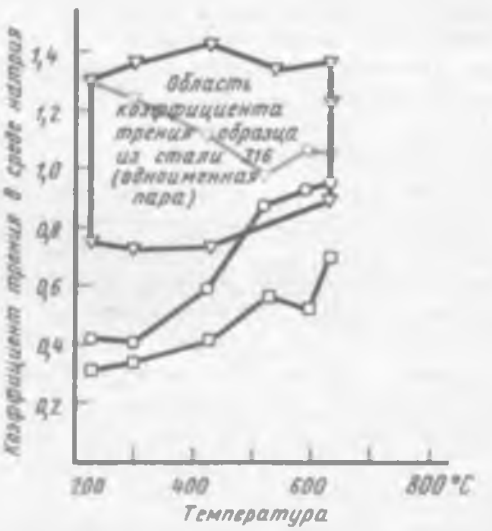


Рис. 31.7. Зависимость коэффициентов трения детонационных покрытий и коррозионно-стойкой стали 316 (▽) в среде натрия от температуры. Максимальные коэффициенты трения для покрытий на стали 316 (США):

○ — карбид хрома ±15 % NiCr; □ — Triballoy 700 (США); ▽ — карбид хрома ±50 % Triballoy 700 (США)

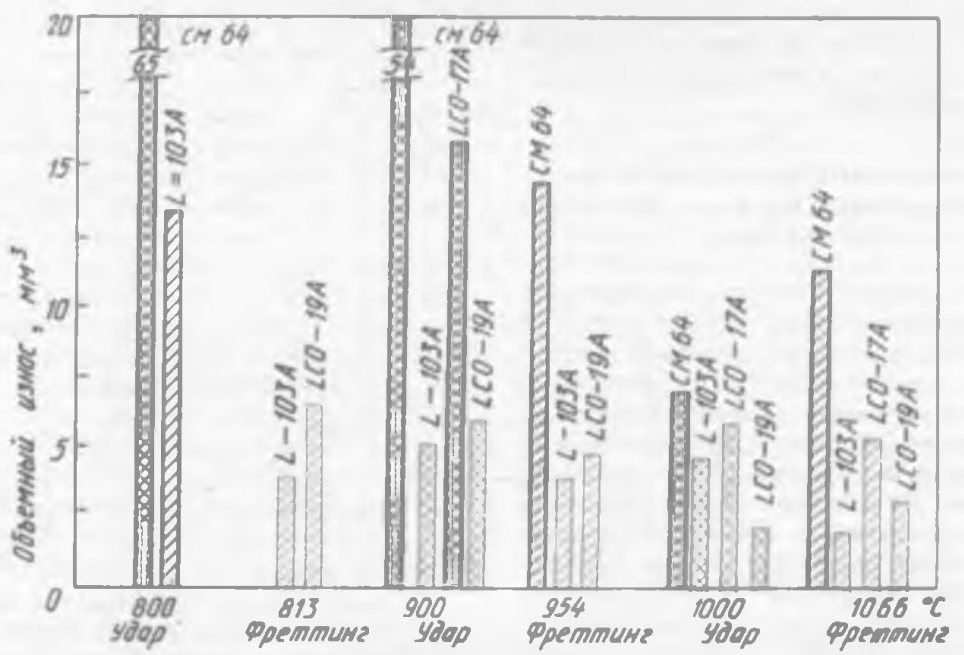


Рис. 31.8. Результаты испытаний на изнашивание при ударе и скольжении при фреттинге (200 циклов нагревания):

CM64 — Coast Metal 64

чения, результаты этих испытаний должны приниматься во внимание в первую очередь.

Покрытия, которые используют в непосредственной близости к активной зоне реактора, не должны содержать в своем составе Co, так как он может подвергаться нежелательным радиоактивным превращениям. Жидкий натрий способствует очищению большинства металлов от оксидных пленок, вызывая адгезионное изнашивание и схватывание. Поэтому при выборе покрытия необходимо обеспечивать соответствующие противозадирные свойства и защиту от воздействия активной среды.

Важная задача — предотвращение фреттинг-износа в трубах теплообменников, отделяющих воду от жидкого натрия. Износостойкие покрытия должны обеспечивать снижение износа в парогенераторе по крайней мере на три порядка. В результате проведения квалификационных испытаний было выяснено, что покрытия, наносимые детонационным напылением, оказались в числе немногих покрытий, пригодных для работы в реакторах-размножителях на быстрых нейтронах. Покрытия, наносимые плазменным напылением, и покрытия, наносимые в вакууме, непригодны в условиях воздействия потока быстрых нейтронов. Покрытие из карбида хрома, нанесенное детонационным напылением, выдерживает радиационное испытание при дозе облучения $1 \cdot 10^{22}$ нейтрон$\cdot$см$^{-2}$ ($E > 0{,}1$ МэВ). Покрытия из карбида хрома, нанесенные плазменным напылением, при указанном радиационном воздействии разрушились в результате растрескивания и отслаивания.

31.5. ВАКУУМНЫЕ ПОКРЫТИЯ И ИОННО-ПЛАЗМЕННЫЕ МЕТОДЫ ОБРАБОТКИ

Широкое распространение получают методы нанесения износостойких покрытий в вакууме. Различают три основных метода нанесения покрытий: катодное распыление, термическое напыление и ионное осаждение. В зависимости от реакционной способности газовой среды методы напыления могут быть физическими PVD и химическими CVD. Для получения покрытий из химических соединений используют химические методы: реактивное катодное распыление и реактивное испарение. В этом случае металлы или их соединения распыляют или испаряют в среде соответствующих газов или их смесей при давлении 10^{-1} Па. Химические методы напыления покрытий в вакууме используют для получения покрытий из оксидов, карбидов, нитридов, боридов, обладающих высокими антифрикционными свойствами и износостойкостью. Высокой износостойкостью обладают покрытия из карбида титана и нитрида титана, отличающиеся высокой твердостью и относительно невысоким коэффициентом трения. Качество нанесения покрытия зависит от давления, расхода газа, вида и состава газовой среды, температуры в камере и других факторов. При соблюдении оптимального технологического режима покрытия имеют высокую прочность сцепления с подложкой и высокую когезию.

Для повышения адгезии покрытий к основе применяют предварительную подготовку поверхности: обработку поверхности абразивом, полирование алмазной пастой, промывку и сушку. Окончательную очистку производят в вакуумной камере ионным травлением. Адгезия тугоплавких веществ к металлическим подложкам повышается при создании промежуточных слоев, состоящих из смеси оксидов, нитридов и карбидов, образованных из материала покрытия или подложки в результате предварительного окисления.

При нанесении на поверхность металла слоев нитрида титана толщиной более 0,8 мкм, имеющих высокую твердость, сохраняется упругое состояние контакта, предотвращается царапание и пластическое деформиро-

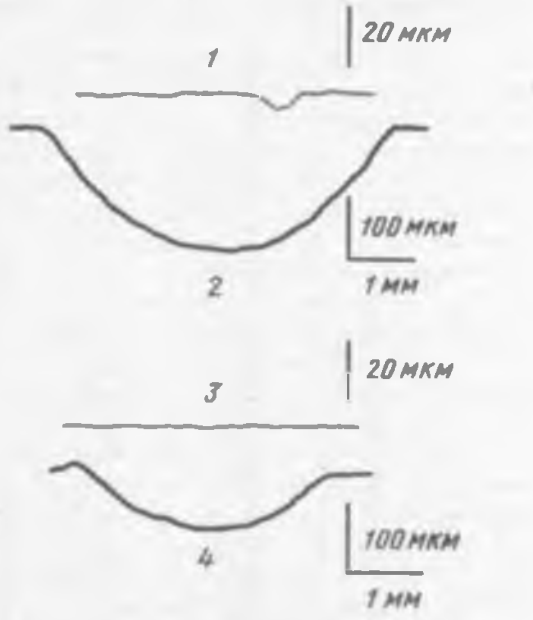


Рис. 31.9. Влияние покрытия TiN на профиль следа износа. Путь трения:

1 — 550 м; *2* — 231 м; *3* — 550 м; *4* — 2 м; *1* — магниевый сплав с покрытием TiN; *2* — магниевый сплав без покрытия; *3* — титановый сплав с покрытием TiN; *4* — титановый сплав без покрытия

ванне поверхности. При отсутствии царапания наблюдается незначительный износ покрытия нитрида титана при возвратно-поступательном скольжении, качении и скольжении (рис. 31.9) [15]. Слои нитрида титана толщиной менее 0,8 мкм на титане и стали разрушаются при трении вследствие развития высоких контактных напряжений, вызывающих пластическое течение подложки, разрушение и удаление тонких покрытий.

Поскольку технологический цикл метода CVD протекает при высокой температуре (700—1000 °С), выбор подложек для нанесения покрытий ограничивается твердыми жаростойкими материалами, такими, как керамика, спеченные карбиды, стали, некоторые никелевые и кобальтовые сплавы. На стали наносятся покрытия из Cr_7C_3, TiC, SiO_2, TiN, TiO_2. На режущие инструменты наносятся покрытия из TiC, TiN, Al_2O_3.

Покрытия из TiN и TiC (TiC—TiC, N_7—TiN) не снижают сопротивления усталости, имеют низкий коэффициент трения, высокую износостойкость при абразивном воздействии, коррозионную стойкость. Покрытие из TiC успешно применяют для повышения стойкости режущего инструмента. В мире производство сменных режущих пластин, обработанных ионно-плазменными методами, достигает 100 млн. шт/год. Расширяется применение вакуумной и ионно-плазменной технологии для упрочнения деталей узлов трения в текстильной промышленности, в ядерной технике, в авиационно-космической промышленности.

Наиболее распространенные методы физического вакуумного осаждения (PVD) — катодное распыление, ионное напыление, ионная имплантация — осуществляются при умеренной температуре (менее 500 °С), что не накладывает существенных ограничений на выбор материала подложки.

Для изменения триботехнических свойств, повышения коррозионной стойкости и повышения прочности сцепления покрытия с основой в последние годы с успехом применяют ионную имплантацию (или ионное легирование). В процессе обработки осуществляется модификация физических и химических свойств тонкого поверхностного слоя без изменения первоначальных размеров образца. Таким образом, ионное легирование может производиться после чистовой обработки. Имплантация осуществляется потоком ионизированных атомов с энергией примерно от 100 кэВ до нескольких мегаэлектронвольт. Глубина проникновения ускоренных ионов в материал невелика (от 0,1 мкм до нескольких микрон) и определяется энергией частиц. Однако действие имплантированных ионов в ряде случаев распространяется на глубину, значительно превышающую глубину их проникновения. При ионной имплантации в отличие от напыления покрытий в тонком поверхностном слое образуются твердые сплавы определенного состава, не имеющие резко выраженной границы раздела, поэтому нет необходимости повышать адгезию покрытия к основе.

Имплантация может протекать при низкой температуре. В то же время при имплантации ионами азота поток ионов может сообщать поверхности заготовки, которая служит катодом, энергию, достаточную для его нагревания до температуры, достаточной для осуществления ионного азотирования. Время обработки по сравнению с временем традиционного метода газового азотирования резко сокращается. Ионное азотирование позволяет быстро получать упрочненный слой без коробления и роста площади поверхности, что выгодно отличает этот процесс от газового азотирования. Для ионного азотирования используют тлеющий разряд в среде азота и водорода в пропорции 80:20 (% по объему) при давлении 10^{-3} Па и температуре 400—500 °С.

Наблюдается значительное (на один-два порядка) снижение объемного износа, происходящее в результате имплантации ионами азота. Имплантация ионами азота закаленной подшипниковой стали не повышает износостойкость поверхности, тогда как имплантация ионами титана этой же стали позволяет повысить износостойкость в 2 раза.

К повышению износостойкости и снижению адгезии в основном приводит образование пленок мягких оксидов или мелкодисперсных включений карбидов, нитридов, боридов, а также образование метастабильных соединений, аморфизация структуры поверхности материала.

Обработка инструмента ионным легированием позволяет увеличить время его эксплуатации в 2—3 раза и более. Ионное легирование успешно применяется для повышения долговечности узлов трения (подшипников качения, скольжения, зубчатых передач и т. д.).

31.6. ОБРАБОТКА ПОВЕРХНОСТИ КОНЦЕНТРИРОВАННЫМИ ПОТОКАМИ ЭНЕРГИИ

Для осуществления целого ряда технологических операций в машиностроении при-

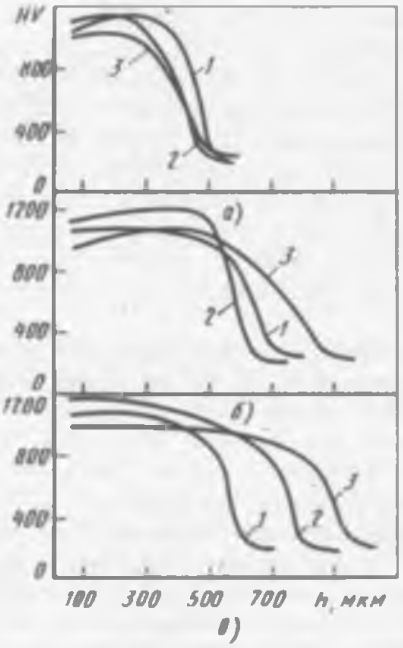


Рис. 31.10. Распределение микротвердости по глубине упрочненного лазером слоя стали ШХ15 с предварительной закалкой и отпуском:
а — $v = 20 \cdot 10^{-3}$ м/с; *б* — $v = 12 \cdot 10^{-3}$ м/с; *в* — $v = 5 \cdot 10^{-3}$ м/с; *1* — $N = 700$ Вт; *2* — $N = 900$ Вт; *3* — $N = 1200$ Вт

меняют концентрированные потоки энергии (плазма, лазерное излучение, электронные и ионные потоки). При импульсном воздействии возникают специфические фазовые и структурные превращения материалов. При воздействии лазерного излучения термообработке подвергается тонкий поверхностный слой (толщиной от долей микрон до нескольких миллиметров). Высокие скорости нагревания (до 10^5 °С/с) и охлаждения (до $5 \cdot 10^8$ °С/с) приводят к образованию метастабильных фаз, сверхтонкой структуры вещества, пересыщенных твердых растворов; может возникать аморфная структура — структура металлических стекол.

В результате нагревания конструкционных и низколегированных сталей лазерным лучом существенно повышается твердость поверхностного слоя. Одновременно значительно повышается износостойкость низкоуглеродистых сталей 10, 20 и серого чугуна. Для существенного повышения износостойкости конструкционных сталей лазерное излучение полезно применять в дополнение к традиционным методам упрочнения.

На рис. 31.10 показано влияние мощности лазерного облучения и скорости перемещения луча по поверхности детали на распределение микротвердости по глубине обрабатываемого слоя.

Существенное влияние на износостойкость чугуна при сухом трении оказывает характер движения луча лазера. При перекрестном движении луча износостойкость повышается. При наличии смазочного материала технология облучения не изменяется.

Поверхность обрабатываемого изделия при лазерном упрочнении можно насыщать упрочняющими легирующими добавками значительно более эффективно, чем при обычных методах ХТО, вследствие более высоких скоростей диффузии в жидкой фазе по сравнению со скоростью диффузии в твердой фазе при ХТО.

В настоящее время мощные непрерывные CO_2-лазеры используют для создания лазерной технологии с непрерывным излучением и высокоскоростными сканирующими устройствами. Термообработку с помощью CO_2-лазеров мощностью до 15 кВт применяют в серийном производстве автомобилей, авиации и в машиностроении. В результате лазерной обработки сталей, чугуна, алюминиевых сплавов, бронзы, титановых сплавов лазерами непрерывного излучения существенно повышается поверхностная прочность деталей машин.

Для повышения износостойкости деталей машин разрабатывают методы легирования и насыщения поверхности твердыми, износостойкими частицами. Расплавленный лучом лазера поверхностный слой металла насыщают частицами TiC и WC, в котором они закрепляются после затвердевания расплава. В результате повышается износостойкость коррозионно-стойких и инструментальных сталей, титановых сплавов при абразивном и адгезионном изнашивании. Создаются комбинированные методы упрочнения путем сочетания традиционных методов упрочнения с упрочнением концентрированными потоками энергии.

31.7. ВЛИЯНИЕ УПРОЧНЯЮЩЕЙ ОБРАБОТКИ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ КОНСТРУКЦИОННЫХ СТАЛЕЙ

Как указывалось, часто по условиям работы деталей машин необходимо обеспечить у них наряду с износостойкостью и высокие характеристики сопротивления усталости. Ниже приведены данные исследований предела выносливости среднеуглеродистых сталей после поверхностного упрочнения.

На рис. 31.11—31.17 приведены результаты исследований влияния лазерного тер-

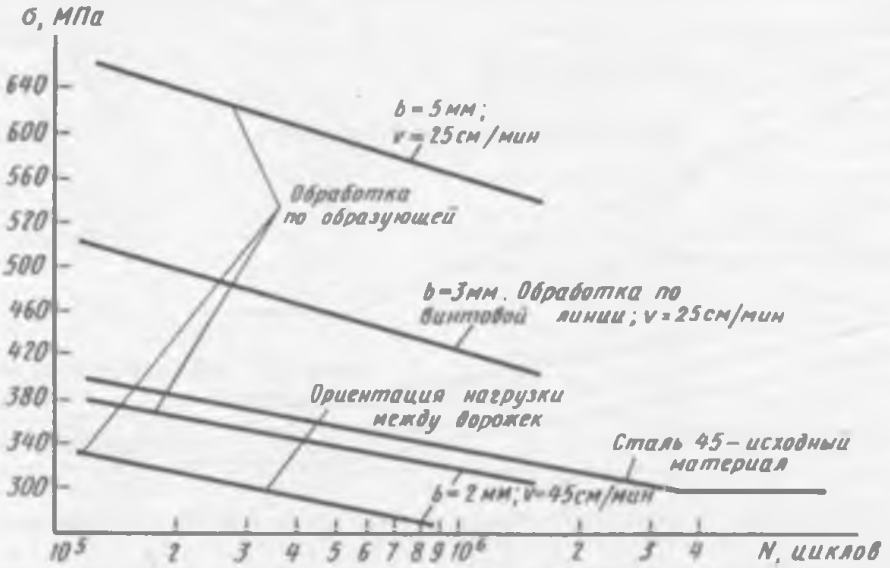


Рис. 31.14. Влияние расположения лазерных дорожек на сопротивление усталости стали 45; b — ширина дорожки упрочнения

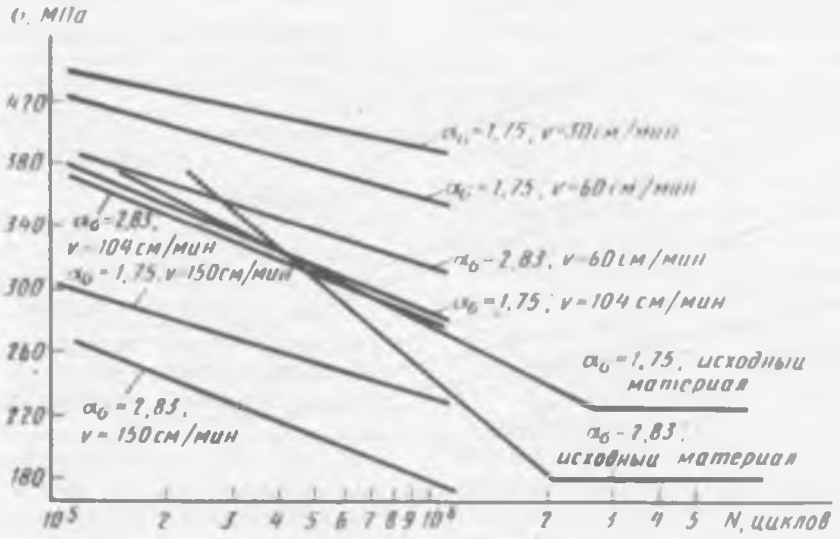


Рис. 31.15. Влияние режимов лазерной обработки на сопротивление усталости при наличии концентрации напряжений (сталь 45), α_σ — теоретический коэффициент концентрации напряжений

моупрочнения и наплавки, плазменного напыления и наплавки на предел выносливости сталей. Как видно из рис. 31.11—31.15, на предел выносливости существенное влияние оказывают технологические параметры лазерного термоупрочнения (тип лазера, мощность излучения, ширина дорожек упрочнения, площадь обработанной поверхности, скорость обработки, геометрические параметры нанесения дорожек упрочнения). Можно отметить, что обработка импульсным лазером снижает предел выносливости исследуемых сталей. Обработка CO_2-лазером, при оплавлении поверхности приводит к снижению пределов выносливости, обработка без оплавления приводит к повышению предела выносливости сталей.

Значительное влияние на сопротивление усталости оказывают следующие параметры обработки: площадь обработанной поверхности, ориентация нанесения дорожек упрочнения по отношению к действующим рабочим напряжениям, ширина дорожек упрочнения. При неудачно выбранных этих технологических параметрах (даже без оплавления поверхности) возможно получение предела выносливости упрочненных образцов ниже пределов выносливости исходного мате-

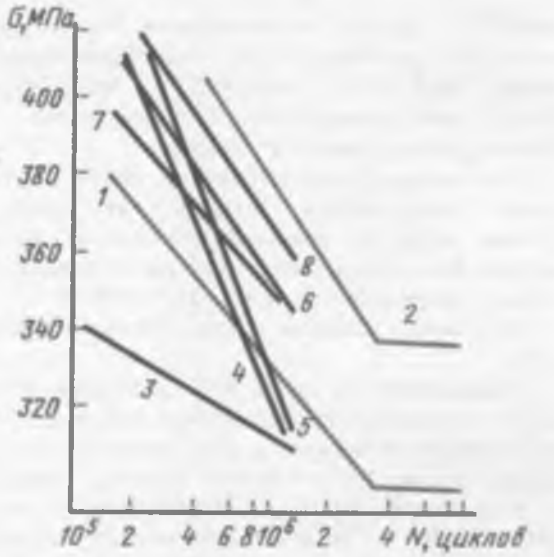


Рис. 31.16. Влияние плазменного напыления на сопротивление усталости:

1 — исходный материал — сталь 45; *2* — напылен порошок ПН85Ю15 + ПР-Н65Х25С3Р3; *3* — напылен порошок ПР-Н73Х16С3Р3; *4* — напылен порошок ПР-Н65Х25С3Р3; *5* — напылен порошок ПН70Ю30 + ПР-Н73Х16С3Р3; *6* — напылен порошок ПН85Ю15 + ПР-Н73Х16С3Р3; *7* — напылен порошок ПН70Ю30 + ПР-Н65Х25С3Р3; *8* — пескоструйная обработка

риала. В целом снижение или повышение предела выносливости связано, по-видимому, с одновременным влиянием механических свойств материала (прочность, пластичность, твердость) и остаточных напряжений, формирующихся в различных участках упрочненного слоя. Лазерное термоупрочнение увеличивает предел выносливости при наличии концентрации напряжений. При этом в зависимости от коэффициента концентрации напряжений (α_σ) необходимо подбирать оптимальный режим обработки, что определяется особенностями лазерной технологии и чувствительностью к упрочнению образцов с различными α_σ.

Как следует из рис. 31.16, долговечность образцов при плазменном напылении с подслоем повышается, при напылении без подслоя наблюдается снижение долговечности. Приведенные данные отражают сложное влияние многих факторов при нанесении покрытий. В работе [5] отмечается наличие большого числа факторов (действующих технологических параметров), из-за которых возникает нестабильность структуры и свойств нанесенных покрытий. К числу основных факторов, влияющих на свойства получаемых покрытий, могут быть отнесены свойства материала покрытия и подложки, их структура, адгезия покрытия к подложке, наличие пор, включений и т. п., остаточные напряжения, толщина нанесенного слоя и т. д. Существенное влияние на долговечность образцов оказывает предварительная обработка поверхности, подогрев подложки.

Как видно из рис. 31.17—31.18, лазерная и плазменная наплавки позволяют

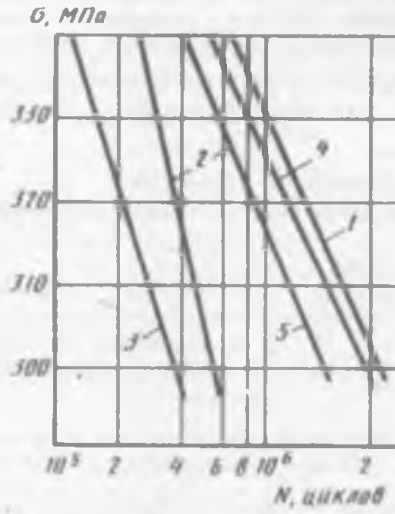


Рис. 31.17. Влияние лазерной наплавки на сопротивление усталости:

1 — исходный материал — сталь 45; *2* — наплавлен порошок ПН73Х16С3Р3, диаметр образца 7,5 мм; *3* — наплавлена смесь порошков ПН73Х16С3Р3 — 60 % + ПГФБХ-6-2 — 40 %, диаметр образца 7,5 мм; *4* — наплавлен порошок ПН73Х16С3Р3, диаметр образца 17 мм; *5* — наплавлена смесь порошков ПН73Х16С3Р3 — 75 % + + ПГФБХ-6-2 — 25 %, диаметр образца 17 мм

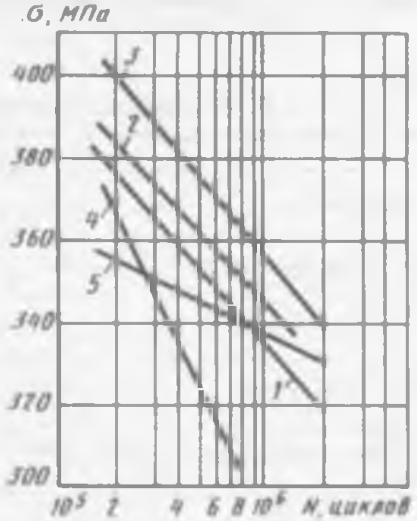


Рис. 31.18. Влияние плазменной наплавки на сопротивление усталости:

1 — исходный материал — сталь 45; *2* — наплавлен порошок ПГСР-2; *3* — наплавлен порошок ПГСР-4; *4* — наплавлен порошок ФБХ-6-2; *5* — наплавлен порошок ФБХ-6-2 + Al



Рис. 31.19. Влияние лазерной обработки на износостойкость при различных площадях обработанной поверхности (сталь 45)

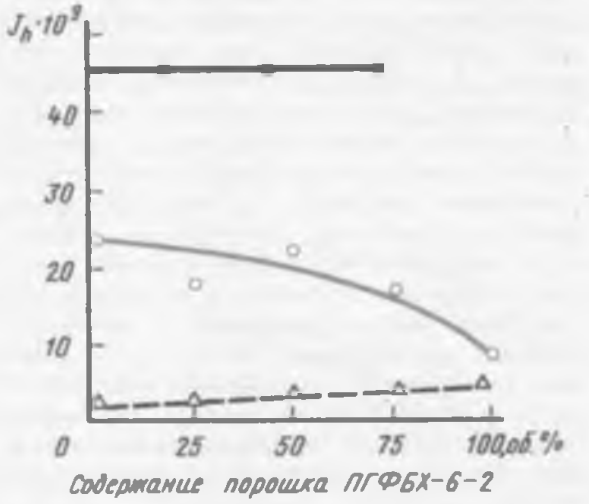


Рис. 31.20. Сравнительные данные испытаний на износостойкость покрытий, нанесенных методом лазерной наплавки:

○ — образцы; △ — контртела; ● — сталь 45 (550—694 HV)

достигать предела выносливости на уровне исходного материала или даже несколько выше, что свидетельствует о преимуществах этих технологий по сравнению с традиционными видами наплавок.

Для оценки износостойкости после обработки поверхностей деталей при аналогичных видах и режимах упрочнения проведены испытания, некоторые результаты которых приведены на рис. 31.19—31.20.

Полученные данные представлены в табл. 31.6.

Приведенные в табл. 31.6 значения пределов выносливости и интенсивности изнашивания после лазерного и плазменного упрочнения стали 45, а также данные, приведенные на рис. 31.11—31.20, позволяют сделать вывод о возможности использования этих технологий для деталей машин, работающих как в условиях циклических нагрузок, так и в условиях изнашивания, а также при одновременном действии как первого, так и второго фактора. Следует учитывать, что при выборе технологических режимов обработки деталей, работающих в условиях трения, предел выносливости не всегда должен иметь максимальные значения.

На предел выносливости основное влияние оказывают технологические параметры обработки, которые определяют физико-механические свойства модифицированных поверхностей. В связи с этим для оптимального выбора технологии необходим анализ физико-механических свойств поверхности. Для расчета предела выносливости деталей с упрочненной поверхностью можно

31.6. Результаты испытаний образцов на сопротивление усталости (при базовом числе циклов $N_6 = 10^6$) и износостойкость в зависимости от вида обработки

Обработка	σ_{-1}, МПа	$\frac{\sigma_{-1\,упр}}{\sigma_{-1\,исх}} = K_\sigma$	Интенсивность изнашивания	Изменение износостойкости
Лазерное термоупрочнение	275—565	0,83—1,7	$1{,}5 \cdot 10^{-9}$—$6 \cdot 10^{-11}$	От снижения на порядок до повышения на два порядка
Лазерная наплавка	260—325	0,78—0,97	$3 \cdot 10^{-10}$—$5{,}5 \cdot 10^{-11}$	Повышение на порядок
Плазменное напыление	310—380	0,93—1,14	$2{,}6 \cdot 10^{-9}$—$3 \cdot 10^{-10}$	Без изменений или повышение на порядок
Исходный, сталь 45	332	1	$2{,}5 \cdot 10^{-9}$	1

Обозначения: σ_{-1} — предел выносливости; $\sigma_{-1\,исх}$ предел выносливости исходного материала; $\sigma_{-1\,упр}$ — предел выносливости упрочненного материала; K_σ — коэффициент упрочнения.

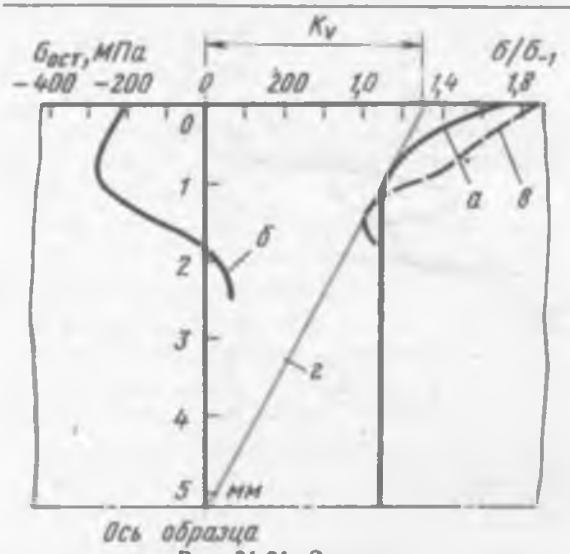


Рис. 31.21. Эпюры:

а — распределения пределов выносливости в зависимости от значений твердости; *б* — остаточных напряжений; *в* — распределения пределов выносливости при учете твердости и остаточных напряжений; *г* — рабочих напряжений

применять расчетную схему [8], приведенную на рис. 31.21, которая позволяет определять предел выносливости материала в любой точке упрочненной зоны. Расчетная схема основана на зависимости предела выносливости от твердости материала, а также остаточных напряжений. Влияние остаточных напряжений оценивается по диаграмме предельных напряжений при асимметричном цикле. Точка касания эпюры рабочих напряжений и эпюры пределов выносливости при учете твердости и остаточных напряжений обозначает место зарождения усталостной трещины, а место пересечения эпюры рабочих напряжений с осью σ/σ_{-1} — коэффициент упрочнения $K_v = \sigma_{-1\,упр}/\sigma_{-1\,исх}$ обработанного материала, где $\sigma_{-1\,упр}$, $\sigma_{-1\,исх}$ — предел выносливости соответственно упрочненного и исходного материала.

На рис. 31.22 дан пример определения пределов выносливости образца, подвергнутого лазерному упрочнению. Сопоставление

31.7. Значения предела выносливости после лазерного термоупрочнения, определенные расчетным и экспериментальным путем

Режим обработки	Предел выносливости	
	Расчетные значения	Экспериментальные значения
$b = 3$ мм, $v = 55$ см/мин, $S = 100$ %, по винтовой линии	1,24 — центр дорожки, 1,12 — край дорожки	1,23
$b = 2$ мм, $v = 55$ см/мин, $S = 70$ %, по винтовой линии	1,26 — центр дорожки, 1,06 — край дорожки	0,94
$b = 5$ мм, $v = 25$ см/мин, $S = 100$ %, вдоль образца	1,76 — центр дорожки, 0,9 — край дорожки	1,6
$b = 2$ мм, $v = 45$ см/мин, $S = 70$ %, вдоль образца	1,26 — центр дорожки, 0,86 — край дорожки	0,97
$b = 3$ мм, $v = 40$ см/мин, вдоль образца (образец плоский)	1,3 — центр дорожки, 0,8 — край дорожки ($S = 70$ %)	0,7
	1,2 — центр дорожки, 0,92 — между дорожек ($S = 100$ %)	1,06
$b = 3$ мм, $v = 30$ см/мин, $\alpha_\sigma = 1,75$	2,35	1,62
$b = 3$ мм, $v = 30$ см/мин, $\alpha_\sigma = 2,8$	2,7	1,7

Обозначения: b — ширина дорожки упрочнения; S — площадь обработанной поверхности; α_σ — коэффициент концентрации напряжений.

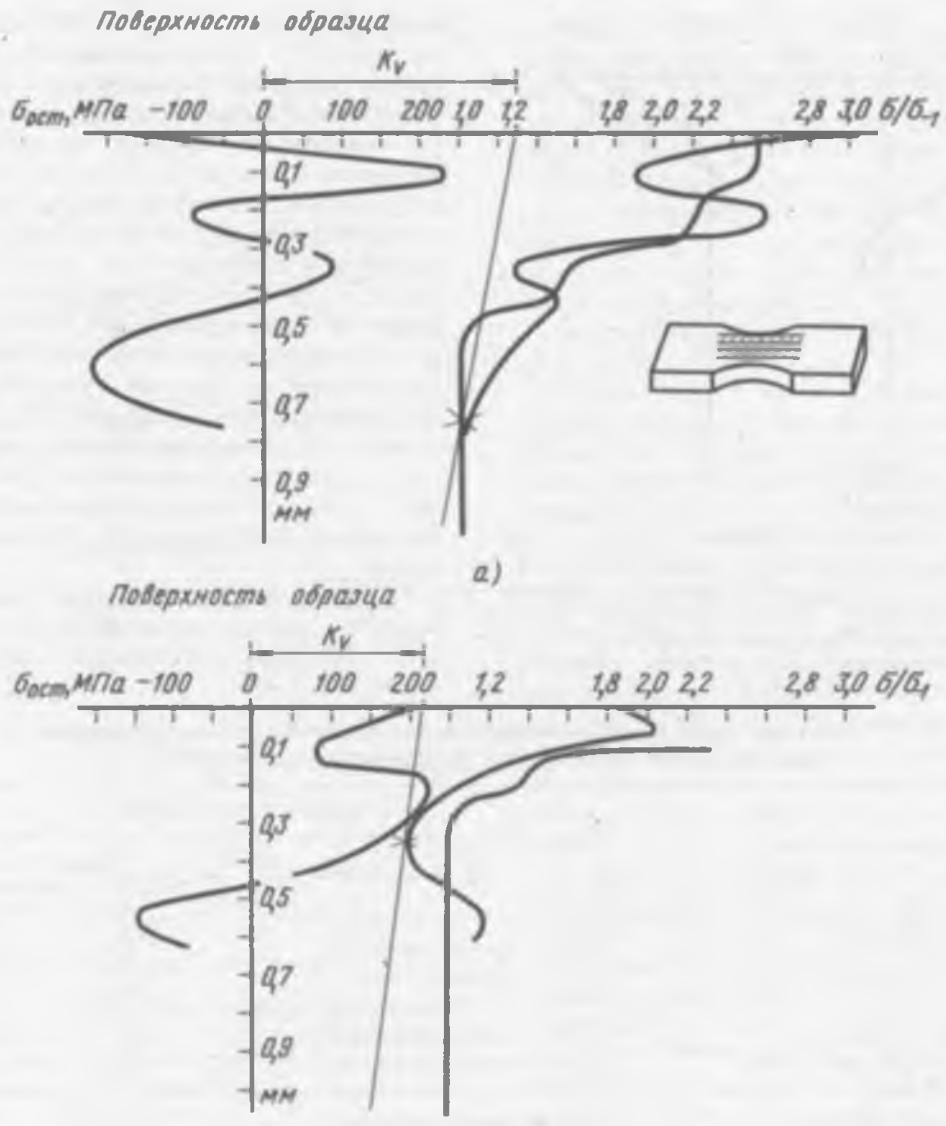


Рис. 31.22. Схема определения коэффициентов упрочнения K_v; ширина дорожки упрочнения 3 мм, $v = 40$ см/мин:

а — центр дорожки упрочнения; *б* — край дорожки упрочнения

результатов экспериментов и расчетов, проведенных с использованием расчетной схемы при различных режимах упрочнения и форме образцов, показало их достаточное (отличие 20—30 %) совпадение (табл. 31.7).

Приведенные данные позволяют сделать вывод о возможности использования рассматриваемых технологий для деталей машин, работающих в условиях циклических нагрузок и изнашивания, а также о необходимости оптимизации технологических режимов применительно к условиям работы детали. Следует также отметить возможность повышения коррозионной стойкости при лазерной и плазменной обработке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Власов В. М.** Работоспособность упрочненных трущихся поверхностей. М.: Машиностроение, 1987. 306 с.

2. **Дроздов Ю. Н., Павлов В. Г., Пучков В. Н.** Трение и износ в экстремальных условиях. М.: Машиностроение, 1986. 223 с.

3. **Зверев А. И., Шаривкер С. Ю., Астахов Е. А.** Детонационное напыление покрытий. Л.: Судостроение, 1979. 232 с.

4. **Ивановский Г. Ф., Петров В. И.** Ионно-плазменная обработка материалов. М.: Радио и связь, 1986. 232 с.

5. **Кудинов В. В.** Плазменные покрытия. М.: Наука, 1977. 184 с.

6. **Лазерная** и электронно-лучевая обработка материалов/Н. Н. Рыкалин, А. А. Углов, И. В. Зуев и др.: Справочник, М.: Машиностроение, 1985. 495 с.

7. **Лахтин Ю. М., Арзамасов Б. Н.** Химико-термическая обработка металлов. М.: Металлургия, Машиностроение, 1985. 256 с.

8. **Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М.** Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М.: Машиностроение, 1975. 488 с.

9. **Хасуи А., Моригаки О.** Наплавка и напыление: Пер. с японск. М.: Машиностроение, 1985. 240 с.

10. Inzenhofer A. Das CVD-Verfahren-Verschleisschutz fur wirtschaftliche Fertigung//Technikheute. 1986. 39. N 3. P. 34—39.

11. Johnson R. N. Coating for fast breeder reactor components//Thin Solid Films. 1984, 118. 31—47.

12. Lansdown A. R., Prise A. L. Materials to resist wear: A guide to their selection and use. Pergamon Press. 1986. 128 p.

13. Molian P. A. Fatigue characteristics of laser surface-hardened cast irons//Transactions of the ASME. Journ. of Eng. Mat. and Tech. 1987. N 3. Vol. 109. July. P. 179—187.

14. Quets I. M., Tucker R. C. The higli temperature impactsliding wear and oxidation resistance of several cobalt-based oxide containing detonation gun coatings. Thin Solid Films. 1981. 84. P. 107—118.

15. Ramalingam S., Winer W. O. Tribological properties of magnetron sputtered titanium nitride//Mech. Prop. Perform. and Failure Modes Coat. Proc. 37 th Meet. Mech. Failures Prev. Group. Nat. Bur. Stand., Gaithersburg, Mo. May 10—12, 1983. Cambridge e. a. 1984. P. 177—200.

Раздел пятый

НАДЕЖНОСТЬ, ИСПЫТАНИЯ И ДИАГНОСТИКА МАШИН

Глава 32

ВВЕДЕНИЕ В ТЕОРИЮ И ПРАКТИКУ НАДЕЖНОСТИ

32.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

Надежность

Под *надежностью* технического объекта понимают его свойство сохранять во времени способность к выполнению требуемых функций при условии соблюдения правил эксплуатации, предусмотренных нормативно-технической и эксплуатационной документацией. При этом понятие эксплуатации включает в себя не только применение по назначению, но и техническое обслуживание, ремонт, хранение и транспортирование (ГОСТ 27.002—89).

Фундаментальное значение проблемы надежности для машиностроения общепризнано. Методы и процедуры, связанные с обеспечением надежности на всех этапах жизненного цикла продукции, начиная от выработки технологического задания, подлежат стандартизации. Основы нормирования и обеспечения надежности регламентируют национальные стандарты, а также международные документы рекомендательного характера. Среди международных документов важнейшими являются документы Международной организации по стандартизации (ISO), Международной электротехнической комиссии (IEC) и Европейской организации по контролю качества (EOQC). Первое поколение отечественных стандартов по надежности в технике было введено в действие начиная с 1967 года. Позднее стандарты обновлялись каждые 7—8 лет. Новое поколение отечественных стандартов, в котором головным является ГОСТ 27.002—89, в значительной степени приближено к международному уровню, сохраняя в то же время традиции, заложенные в предыдущих стандартах.

Вообще, понятие надежности, а также методы прогнозирования, оценки, нормирования и обеспечения надежности применяют к любым техническим объектам — машинам, изделиям, сооружениям и системам, а также их подсистемам — деталям, сборочным единицам и др. При необходимости в понятие технический объект (далее — объект) может быть включена информация или ее носитель, а также человеческий фактор (например, при рассмотрении системы машина — оператор).

Способность объекта выполнять требуемые функции в принципе может быть описана с помощью некоторой совокупности непосредственно измеряемых параметров. Поэтому в отечественной практике широко используют параметрическое определение надежности. При этом надежность определяют как свойство объекта сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции. К таким параметрам относят кинематические и динамические параметры машин, показатели конструкционной прочности деталей и их соединений, точности технологической обработки, производительности и т. п. С течением времени значения этих параметров изменяются, достигая некоторых предельно допустимых значений. Однако параметрическое описание функционирования объектов не всегда целесообразно. Примером служат простейшие объекты, работоспособность которых может быть охарактеризована по типу «да-нет». Не все свойства объекта могут быть охарактеризованы количественно (как для системы машина — оператор). В этих случаях параметрический подход к оценке надежности оказывается затруднительным.

Надежность — комплексное свойство, состоящее в общем случае из безотказности, долговечности, ремонтопригодности и сохраняемости.

Безотказностью называют свойство объекта непрерывно сохранять работоспособное состояние в течение некоторого времени или наработки. Безотказность обычно вводят применительно к использованию объекта по назначению; однако во многих случаях необходима также оценка безотказности при хранении и транспортировании объекта.

Под *долговечностью* понимают способность объекта не достигать в течение достаточно длительного времени предельного состояния, т. е. такого, при котором дальнейшее использование объекта по назначению стано-

вится невозможным или нецелесообразным, несмотря на наличие установленной системы технического обслуживания и ремонта. Необходимо иметь в виду, что объект может перейти в предельное состояние, оставаясь работоспособным, если его дальнейшее применение станет недопустимым по требованиям безопасности, экономичности или эффективности.

Ремонтопригодность — это свойство объекта, заключающееся в приспособленности к поддержанию и восстановлению работоспособного состояния путем технического обслуживания и ремонта. В сущности, термин ремонтопригодность эквивалентен международному термину «приспособленность к поддержанию работоспособного состояния» или, короче, «поддерживаемость» (maintainability). Помимо ремонтопригодности в узком смысле это понятие включает в себя «обслуживаемость», т. е. приспособленность объекта к техническому обслуживанию, «контролепригодность» и «диагностируемость» — приспособленность к предупреждению и обнаружению отказов и повреждений, а также причин, их вызывающих. Более общее понятие «поддерживаемость», «эксплуатационная технологичность» (supportability) включает в себя ряд технико-экономических и организационных факторов, например качество подготовки обслуживающего персонала [13].

Термин ремонтопригодность прочно вошел в нормативно-техническую, справочную и учебную литературу. В отраслевой документации наряду с термином ремонтопригодность в узком смысле применяют термины обслуживаемость, контролепригодность, диагностируемость и эксплуатационная технологичность.

В процессе хранения и транспортирования объекты подвергаются неблагоприятным воздействиям, например колебаниям температуры, действию влажного воздуха, вибрациям и т. п. В результате после хранения и (или) транспортирования объект может оказаться в неработоспособном и даже в предельном состоянии. *Сохраняемость* объекта определяют как его свойство сохранять в заданных пределах значения параметров, характеризующих способности объекта выполнять требуемые функции в течение и после хранения и (или) транспортирования.

В идеальном случае объект полностью сохраняет работоспособное состояние, а также значения ресурса, которым объект обладал к моменту начала хранения и (или) транспортирования. В реальных условиях происходит ухудшение параметров, характеризующих работоспособность объекта, а также снижается его остаточный ресурс. В зависимости от условий и режимов применения объекта требования к сохраняемости формулируют по-разному. Так, в одних случаях достаточно потребовать, чтобы после хранения и (или) транспортирования объект оставался в работоспособном состоянии. В большинстве других случаев требуют, чтобы объект сохранял достаточный запас работоспособности, т. е. обладал достаточной безотказностью после хранения и (или) транспортирования. В тех случаях, когда предусмотрена специальная подготовка объекта к применению по назначению после хранения и (или) транспортирования, требование о сохранении работоспособности не ставят, но заменяют требованием, чтобы технические параметры объекта, определяющие его безотказность и долговечность, были сохранены в заданных пределах.

В зависимости от назначения и особенностей применения объекта составляющие свойства надежности приобретают больший или меньший вес. Например, для неремонтируемых объектов основным свойством является безотказность. Для ремонтируемых объектов одним из важнейших свойств, составляющих понятие надежности, может быть ремонтопригодность.

Для объектов, которые являются потенциальным источником опасности, важными понятиями являются безопасность и живучесть. *Безопасность* — свойство объекта при изготовлении и эксплуатации и в случае нарушения работоспособного состояния не создавать угрозу для жизни и здоровья людей, а также для окружающей среды. Хотя безопасность не входит в общее понятие надежности, однако при определенных условиях тесно связана с этим понятием, например, если отказы могут привести к условиям, вредным для людей и окружающей среды.

Понятие «живучесть» занимает граничное место между понятиями надежность и безопасность. Под *живучестью* понимают свойство объекта, состоящее в его способности противостоять развитию критических и существенных отказов из дефектов, повреждений и несущественных отказов при установленной системе технического обслуживания и ремонта. В различных отраслях промышленности понятие живучести трактуют по-разному, например, как свойство объекта сохранять ограниченную работоспособность при воздействиях, не предусмотренных условиями эксплуатации, или как свойство объекта

сохранять ограниченную работоспособность при наличии дефектов или повреждений определенного вида, а также при отказе некоторых компонентов. Примером служит сохранение несущей способности деталей машин при возникновении в них усталостных трещин, размеры которых не превышают заданных значений. В некоторых отраслях вместо живучести говорят об отказоустойчивости, т. е. о способности системы противостоять лавинообразному развитию отказов из несущественных отказов и повреждений.

Термин живучесть соответствует международному термину fail-safe property. Для характеристики отказоустойчивости по отношению к человеческим ошибкам в последнее время начали употреблять термин fool-proof property. В международных документах [12—14] сочетание свойств безотказности и ремонтопригодности с учетом системы технического обслуживания и ремонта называют готовностью объекта (availability).

Состояния

С точки зрения надежности важна четкая *классификация состояний объекта*. Каждое состояние характеризуют некоторой совокупностью значений параметров, а также качественных признаков. Номенклатуру этих параметров и признаков, а также пределы допустимых их изменений устанавливают в нормативно-технической или проектно-конструкторской документации (далее кратко — в документации).

Состояние объекта, при котором он соответствует всем требованиям документации, называют исправным. Если объект не соответствует хотя бы одному из требований документации, то его состояние называют неисправным. Состояние объекта, при котором значения всех параметров, характеризующих способность выполнять заданные функции, соответствуют требованиям документации, называют *работоспособным*. Если значение хотя бы одного параметра, характеризующего способность объекта выполнять заданные функции, не соответствует указанным требованиям, то состояние называют неработоспособным. Работоспособный объект в отличие от исправного должен удовлетворять лишь тем требованиям документации, выполнение которых обеспечивает нормальное применение объекта по назначению. Работоспособный объект может быть неисправным, например, если он не удовлетворяет эстетическим требованиям, причем ухудшение внешнего вида объекта не препятствует его применению по назначению.

Для простейших объектов различают работоспособное и неработоспособное состояние. В общем случае вводится промежуточное понятие частично неработоспособного (частично работоспособного) состояния. Примером частично неработоспособного состояния служит такое состояние машины, при котором она способна выполнять требуемые функции с пониженными показателями, в частности, с пониженной производительностью. Для объектов многофункционального назначения под частично неработоспособным состоянием понимают такое, при котором объект способен выполнять лишь часть требуемых функций.

Для некоторых объектов признаками неработоспособного состояния могут быть отклонения показателей качества изготовляемой продукции. Например, применительно к технологическим машинам и линиям к неработоспособному состоянию может быть отнесено такое состояние, при котором значение хотя бы одного параметра изготовляемой продукции не соответствует установленным требованиям.

В документе [14] введена более детальная классификация состояний. Так, в работоспособном состоянии (up state) различают рабочее состояние (busy state) и свободное состояние (idle state), при котором объект не применяют по назначению. Состояние неготовности (disabled state) подразделяют на внутренне неработоспособное состояние (internal disabled state), вызванное отказом (fault) или незавершенностью планового технического обслуживания, и состояние неготовности, обусловленное организационными причинами (external disabled state). Таким образом, состояние неготовности оказывается шире, чем неработоспособное состояние (down state). Эта классификация дана на рис. 32.1.



Рис. 32.1. Классификация состояний по признакам работоспособности и готовности

Особое место в классификации состояний занимают *предельные состояния*. Переход объекта в предельное состояние влечет за собой временное или окончательное прекращение эксплуатации объекта. При достижении предельного состояния объект должен быть снят с эксплуатации, направлен в средний или капитальный ремонт, списан, уничтожен или передан для применения не по назначению. Если критерий предельного состояния установлен из соображений безопасности хранения и (или) транспортирования объекта, то при наступлении предельного состояния хранение и (или) транспортирование объекта должно быть прекращено. В других случаях при наступлении предельного состояния должно быть прекращено применение объекта по назначению.

Для неремонтируемых объектов различают предельные состояния двух видов. Первый вид соответствует неработоспособному состоянию. Второй вид предельного состояния обусловлен тем обстоятельством, что, начиная с некоторого момента времени, дальнейшая эксплуатация еще работоспособного объекта оказывается недопустимой в связи с опасностью или вредностью эксплуатации. Переход неремонтируемого объекта в предельное состояние второго вида происходит до потери объектом работоспособности. Для ремонтируемых объектов выделяют два или более видов предельных состояний. В одних случаях требуется отправка объекта в средний или капитальный ремонт, в других случаях предельное состояние влечет за собой окончательное прекращение применения объекта по назначению.

Отказы и их классификация

Одним из центральных понятий, связанных с надежностью технических объектов, в частности машин и систем машин, является понятие отказа. Под *отказом* понимают любое событие, заключающееся в нарушении работоспособного состояния объекта. Отказ может быть полным, когда в результате наступает полностью неработоспособное состояние объекта, и частичным, когда наступает частично неработоспособное состояние. Совокупность признаков нарушения работоспособного состояния объекта устанавливают в нормативно-технической или проектно-конструкторской документации. Необходимо отличать отказы от *повреждений*, т. е. от нарушений исправного состояния объекта при сохранении его работоспособного состояния.

Важнейший признак классификации отказов — это уровень их критичности, т. е. тяжесть последствий (материальных, моральных и т. п. потерь), обусловленных возникновением отказов. При этом следует учитывать как прямые потери, так и косвенные. В некоторых случаях необходимо учитывать также и удаленные во времени последствия. Классификация отказов по последствиям необходима при нормировании надежности, в частности для обоснованного выбора номенклатуры и численных значений нормируемых показателей надежности. Классификацию отказов используют при установлении ответственности за наступление отказа, а также при установлении гарантийных обязательств.

Среди всех отказов выделяют особо опасные — *катастрофические отказы*, наступление которых создает угрозу для жизни и здоровья людей, а также для окружающей среды, или приводит к тяжелым экономическим потерям. Остальные, некатастрофические отказы, в свою очередь, подразделяются на критические и некритические. *К критическим*, в частности, относят такие отказы, возникновение которых приводит к невыполнению ответственного задания. Критические отказы, в свою очередь, могут быть разделены на существенные (большие) и несущественные (малые). Описанная классификация содержится в документе [14] и проиллюстрирована на рис. 32.2.

Отнесение отказа к той или иной категории является предметом соглашения между заказчиком (потребителем) и разработчиком (изготовителем). Критерием при этом могут служить затраты труда и времени на устранение последствий отказов, возможность и целесообразность ремонта силами потребителя, необходимость ремонта изготовителем или третьей стороной, продолжительность простоев из-за возникновения отказов, уровень снижения производительности при отказе, приводящем к частично неработоспособному состоянию и т. п.

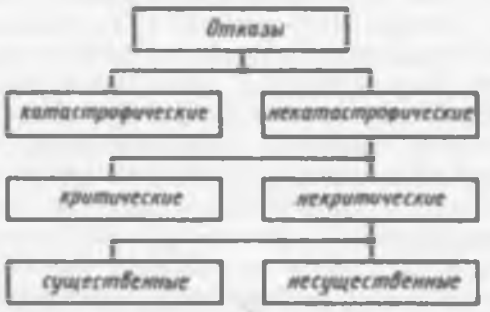


Рис. 32.2. Классификация отказов по последствиям

Отказ одного и того же объекта может трактоваться как критический или некритический, существенный или несущественный в зависимости от того, рассматривается объект в целом или он является составной частью другого объекта. Например, перегорание осветительной лампы представляет собой критический отказ для этой лампы. Для осветительного прибора, в состав которого эта лампа входит, такой отказ может рассматриваться как некритический, но существенный. При наличии в осветительном приборе двух или более ламп или запасных ламп тот же отказ будет несущественным. С другой стороны, несущественный отказ объекта, входящего в состав более ответственного объекта, должен рассматриваться как существенный и даже критический в зависимости от последствий отказа сложного объекта. Для проведения классификации отказов по последствиям необходим анализ критериев, причин и последствий отказов и построение логической и функциональной связи между отказами.

В зависимости от возможности прогнозирования момента наступления отказа различают внезапный и постепенный отказы. Наступлению постепенного отказа предшествует непрерывное и монотонное изменение одного или нескольких параметров, характеризующих способность объекта выполнять заданные функции. Ввиду этого удается предупредить наступление отказа или принять меры по устранению (локализации) его нежелательных последствий.

Четкой границы между внезапным и постепенным отказами, однако, провести не удается. Механические, физические и химические процессы, которые составляют причины отказов, как правило, протекают во времени достаточно медленно. Так, усталостная трещина в стенке трубопровода или сосуда давления, зародившаяся из трещинообразного дефекта, медленно растет в процессе эксплуатации; этот рост, в принципе, может быть прослежен средствами неразрушающего контроля. Однако собственно отказ (наступление течи) происходит внезапно. Если по каким-либо причинам своевременное обнаружение несквозной трещины оказалось невозможным, то отказ придется признать внезапным.

По мере совершенствования расчетных методов и средств контрольно-измерительной техники, позволяющих своевременно обнаруживать источники возможных отказов и прогнозировать их развитие во времени, все большее число отказов будет относиться к категории постепенных.

Среди внезапных отказов выделим категорию *сбоев* — самоустраняющихся отказов или однократных отказов, устраняемых вмешательством оператора. Отличительным признаком сбоя является то, что восстановление работоспособного состояния объекта может быть обеспечено без ремонта, например, воздействием оператора на органы управления, устранением обрыва нити, магнитной ленты и т. п., коррекцией положения заготовки. Разновидностью сбоя является *перемежающийся отказ* — многократно возникающий самоустраняющийся отказ одного и того же характера.

В ряде отраслей сбои не квалифицируют как отказы. К отказам «сбойного» характера относят отказы, обусловленные последствиями сбоя (группы сбоев). Характерным примером такого отказа служит остановка ЭВМ из-за сбоя, устраняемая повторным пуском программы с места останова или ее перезапуском сначала.,

По причинам возникновения различают конструктивные, производственные и эксплуатационные отказы. Эта классификация введена с целью установления, на какой стадии создания или существования объекта следует провести мероприятия для устранения причин отказов. Отказ, возникший по причине, связанной с несовершенством или нарушением установленных правил и (или) норм проектирования и конструирования объекта, называют *конструктивным*. Если отказ возник по причине, связанной с несовершенством или нарушением установленного процесса изготовления или ремонта объекта, выполняемого на ремонтном предприятии, его называют *производственным*. Отказы, связанные с нарушением установленных правил и (или) условий эксплуатации объекта, называют *эксплуатационными*. Если ремонт производится потребителем, то отказ, возникший из-за нарушения процесса ремонта, относят к эксплуатационным. Если ремонт производится изготовителем или специализированным предприятием, то такой отказ рассматривают как производственный.

Принято выделять отказы комплектующих изделий, изготовляемых не на том предприятии, где производится объект в целом. Отказы комплектующих элементов также могут быть конструктивными, производственными и эксплуатационными. Классификация не является исчерпывающей, поскольку возможно возникновение отказов, вызванных двумя или тремя причинами.

По времени появления отказов в процессе применения объектов различают приработоч

ные и деградационные отказы. *Приработочные отказы* возникают на ранней стадии эксплуатации, когда проявляется влияние дефектов, не обнаруженных или обнаруженных, но не устраненных в процессе изготовления, испытания, выходного (или приемочного контроля. В принципе, можно практически исключить отказы этой категории, если до передачи объекта в эксплуатацию провести приработку, обкатку, технологический прогон и т. п. Из технико-экономических соображений может оказаться более целесообразным перенести приработочный период на стадию эксплуатации. При этом соответственно может изменяться цена объекта. Скрытые дефекты и последствия приработочных отказов устраняют, как правило, в рамках гарантийного обслуживания.

К деградационным относятся такие отказы, которые вызваны процессами старения, изнашивания, коррозии и усталости при условии соблюдения всех установленных правил и (или) норм проектирования, изготовления и эксплуатации. Эти отказы возможны на поздней стадии эксплуатации объекта, когда вследствие естественных процессов объект или его составные части приближаются к предельному состоянию по условиям физического изнашивания. Вероятность возникновения деградационных отказов в пределах планируемого полного (или межремонтного) срока службы должна быть достаточно мала. Это обеспечивается расчетом на долговечность с учетом физической природы деградационных отказов, а также надлежащей системой технического обслуживания.

Временные понятия

Эксплуатация машин и систем машин происходит во времени. Необходимость выделить из суммарного времени эксплуатации чистое время, в течение которого машину применяют по назначению, приводит к понятию *наработки*, т. е. продолжительности работы машины. Наработка может быть измерена как в единицах времени (годах, сутках, часах), так и в единицах целочисленных величин (число рабочих циклов, переключений и т. п.).

Если объект работает с перерывами, то различают непрерывную и суммарную наработку. В этом случае наработку также можно измерять в единицах времени. Однако для многих объектов физическое изнашивание связано не только с календарной продолжительностью эксплуатации, но и с объемом работы объекта и поэтому зависит от интенсивности применения объекта по назначению. Для таких объектов наработку обычно выражают через объем произведенной работы или число рабочих циклов.

Если трактовать понятие «время» в обобщенном смысле как параметр, служащий для описания последовательности событий и смены состояний, то принципиальной разницы между наработкой и временем нет даже в том случае, когда наработка является целочисленной величиной. Например, календарное время часто отсчитывают в целых днях, месяцах и т. п. Поэтому наработка и родственные ей величины (ресурс, остаточный ресурс) отнесены к категории временных понятий.

Различают *наработку до отказа* и *наработку между отказами*. Первое понятие характеризует продолжительность эксплуатации объекта от ее начала до возникновения отказа. Наработку между отказами отсчитывают от окончания восстановления его работоспособного состояния после отказа до возникновения следующего отказа.

Долговечность объекта характеризуют его ресурсом или сроком службы. *Техническим ресурсом* (или просто — ресурсом) называют суммарную наработку объекта от начала его эксплуатации или ее возобновления после ремонта до перехода объекта в предельное состояние. *Срок службы* определяют как календарную продолжительность эксплуатации объекта от ее начала или возобновления после ремонта до перехода объекта в предельное состояние.

Перечисленные понятия относятся к конкретно взятому, индивидуальному объекту. Имеется важное различие между величинами, определяемыми этими понятиями, и большинством величин, характеризующих механические, физические и другие свойства индивидуального объекта. Так, геометрические размеры, масса, температура, скорость и т. д. могут быть измерены непосредственно (в принципе — в любой момент времени существования объекта). Наработка индивидуального объекта до первого отказа, его наработка между отказами, ресурс и т. п. могут быть определены лишь после того, как наступил отказ или было достигнуто предельное состояние. Пока эти события не наступили, можно говорить лишь о прогнозировании этих величин с большей или меньшей достоверностью.

Ситуация осложнена из-за того, что безотказная наработка, ресурс, срок службы и срок

сохраняемости зависят от большого числа факторов. Часть этих параметров не может быть проконтролирована, а остальные заданы с той или иной степенью неопределенности. Безотказная работа конкретно взятого объекта зависит от качества сырья, материалов, заготовок и полуфабрикатов, от достигнутого уровня технологии и степени стабильности технологического процесса, от технологической дисциплины, от выполнения всех требований по хранению, транспортированию и применению объекта по назначению. Многие объекты включают в себя комплектующие изделия, детали и элементы, поставленные другими изготовителями. Перечисленные выше факторы, влияя на работоспособность составных частей объекта, определяют его работоспособность в целом.

Опыт эксплуатации объектов массового производства показывает, что как наработка до отказа, так и наработка между отказами имеют значительный статистический разброс. Аналогичный разброс (хотя обычно несколько меньший) характерен для ресурса, срока службы и срока сохраняемости. Этот разброс может служить характеристикой технологической культуры и дисциплины, а также достигнутого уровня технологии. Разброс наработки до первого отказа, ресурса и срока службы можно уменьшить, а их значения можно увеличить путем надлежащей и экспериментальной отработки каждого индивидуального объекта до передачи его в эксплуатацию. Такой подход осуществляют для особо ответственных объектов. Целесообразность этого подхода для массового производства объектов должна каждый раз подтверждаться технико-экономическим анализом.

Наработка до отказа вводится как для неремонтируемых (невосстанавливаемых), так и для ремонтируемых (восстанавливаемых) объектов. Наработка между отказами определяется объемом работы объекта от k-го до $(k+1)$-го отказа, где $k=1, 2, \ldots$. Эта наработка относится только к восстанавливаемым объектам.

Технический ресурс представляет собой запас возможной наработки объекта. Для неремонтируемых объектов он совпадает с продолжительностью пребывания в работоспособном состоянии в режиме применения по назначению, если переход в предельное состояние обусловлен только возникновением отказа. Поскольку средний и капитальный ремонт позволяют частично или полностью восстанавливать ресурс, то отсчет наработки при исчислении ресурса возобновляют по окончании такого ремонта, различая в связи с этим доремонтный, межремонтный, послеремонтный и полный ресурс (до списания).

К временным понятиям относятся также срок сохраняемости, остаточный ресурс и остаточный срок службы, назначенный ресурс, назначенный срок службы и назначенный срок хранения. Определения этих понятий и необходимые комментарии даны в ГОСТ 27.002—89.

32.2. ПОКАЗАТЕЛИ НАДЕЖНОСТИ

Предварительные замечания

Показателями надежности называют количественные характеристики одного или нескольких свойств, составляющих надежность объекта. В первом случае показатели называют *единичными*, во втором — *комплексными*.

Показатели надежности относятся к числу важнейших понятий статистической теории надежности [7, 8]. Область применения этой теории, строго говоря, ограничена крупносерийными объектами, которые изготовляют и эксплуатируют в статистически однородных условиях и к совокупности которых применимо статистическое истолкование вероятности. Примером служат массовые изделия машиностроения, электротехнической и радиоэлектронной промышленности.

Область применения статистической теории надежности к уникальным и малосерийным объектам ограничена [2]. Например, эта теория применима для единичных восстанавливаемых (ремонтируемых) объектов, если для них в соответствии с нормативно-технической документацией допустимы многократные отказы, последовательность которых может быть представлена в виде потока случайных событий. Теория применима также к уникальным и малосерийным объектам, которые в свою очередь состоят из объектов массового производства. В этом случае расчет показателей надежности объекта в целом проводят на основе вероятностных моделей по известным показателям надежности компонентов. Методы статистической теории надежности позволяют также установить требования к надежности компонентов и элементов на основании требований к надежности объекта в целом.

Статистическая теория надежности является составной частью более общего подхода к расчетной оценке надежности технических объектов, при котором отказы рассматри-

вают как результат взаимодействия объекта как физической системы с другими объектами и окружающей средой [2, 3]. Тогда для расчетов используют вероятностные модели. Так, при расчете деталей машин на прочность учитывают (как в явной, так и в неявной форме) статистический разброс механических свойств материалов и соединений, а также изменчивость параметров, характеризующих внешние нагрузки и воздействия. Большинство показателей надежности сохраняют смысл и при более общем подходе к расчетной оценке надежности. Вместе с тем, нельзя смешивать показатели надежности с количественными характеристиками, не имеющими четкого вероятностно-статистического смысла, например с коэффициентами запаса прочности.

На стадии проектирования и конструирования показатели надежности трактуют как характеристики вероятностных или полувероятностных математических моделей создаваемых объектов. Соответствующие значения показателей называют расчетными. На стадиях экспериментальной отработки испытаний роль показателей надежности выполняют статистические (точечные или интервальные) оценки вероятностных характеристик. Соответствующие значения показателей называют экспериментальными. Аналогичные оценки по данным эксплуатации называют эксплуатационными. Наконец, если точечная или интервальная оценка показателя надежности определена на основании результатов расчетов, испытаний и (или) эксплуатационных данных путем экстраполирования на другую продолжительность эксплуатации (и другие условия эксплуатации), то говорят об экстраполированных значениях показателей надежности. Подобная классификация принята в настоящее время в основных международных документах по надежности технических объектов [12, 14]. Введение такой классификации преследует цель предупредить путаницу, которая часто имеет место на практике при обсуждении численных данных, полученных разными способами и на разных стадиях жизненного цикла объекта.

Номенклатура показателей надежности подлежит стандартизации. Номенклатуру регламентирует ГОСТ 27.002—89. Хотя с учетом специфики отрасли допускается использование показателей, не включенных в этот стандарт, эти показатели не должны противоречить понятиям, лежащим в основе стандарта. Нарушение этого правила может привести к грубым ошибкам и нарушению целостной системы обеспечения требуемой надежности.

В целях единообразия все показатели надежности, перечисленные в стандарте, определены как вероятностные характеристики. Их точечные или интервальные оценки получают, применяя к экспериментальным и эксплуатационным данным методы математической статистики [1, 5].

Показатели безотказности

Основным показателем безотказности служит *вероятность безотказной работы* — вероятность того, что в пределах заданной наработки не возникнет ни одного отказа. Этот показатель определяют в предположении, что в начальный момент времени (момент начала исчисления наработки) объект находится в работоспособном состоянии.

Обозначим через t время или суммарную наработку объекта. В дальнейшем для краткости называем t просто наработкой. Возникновение первого отказа — случайное событие, а наработка τ от начального момента до возникновения этого события — случайная величина. Вероятность безотказной работы объекта на отрезке $[0, t]$

$$P(t) = \mathbf{P}\{\tau > t\}, \qquad (32.1)$$

где $\mathbf{P}\{\cdot\}$ — вероятность события, заключенного в скобках.

Вероятность безотказной работы $P(t)$ является функцией наработки t. Обычно эту функцию предполагают непрерывной и дифференцируемой.

Если способность объекта выполнять заданные функции характеризуется одним параметром v, то вместо (32.1) имеем формулу

$$P(t) = \mathbf{P}\{v_*(t_1) < v < v_{**}(t_1);\ t_1 \in [0, t]\}, \qquad (32.2)$$

где v_* и v_{**} — предельные по условиям работоспособности значения параметров (эти значения, вообще, могут изменяться во времени).

Аналогично вводят вероятность безотказной работы в более общем случае, когда состояние объекта характеризуется набором параметров с допустимой по условиям работоспособности областью значений этих параметров [2].

Приведенное выше определение в соответствии с формулами (32.1) и (32.2) относится к объектам, которые должны функционировать в течение некоторого конечного отрезка времени. Для объектов одноразового (дискретного) применения вероятность

безотказной работы определяют как вероятность того, что при срабатывании объекта отказ не возникнет. Аналогично вводят вероятность безотказного включения (например, включения в рабочий режим из режима ожидания).

Вероятность безотказной работы $P(t)$ связана с функцией распределения $F(t)$ и плотностью вероятности $f(t)$ наработки до отказа:

$$F(t)=1-P(t),\ f(t)=dF(t)/dt=\\=-dP(t)/dt. \qquad (32.3)$$

Наряду с понятием вероятность безотказной работы часто используют понятие *вероятность отказа*, которое определяют следующим образом: это вероятность того, что объект откажет хотя бы один раз в течение заданной наработки, будучи работоспособным в начальный момент времени. Вероятность наступления хотя бы одного отказа на отрезке $[0, t]$

$$Q(t)=1-P(t)=F(t). \qquad (32.4)$$

Для высоконадежных объектов вероятность безотказной работы по отношению к критическим (тем более катастрофическим) отказам должна быть весьма близка к единице. Вероятность наступления хотя бы одного критического отказа на заданном отрезке времени обычно называют показателем риска или просто *риском*. Например, нормы летной годности нормируют значения риска на 1 ч полета или на один стандартный полет, нормы безопасности атомных электростанций — на один реактор — год и т. д. Типичные значения риска $Q=10^{-6}$ и меньше, что соответствует вероятности безотказной работы $P=0{,}999999$. Очевидно, что в таких случаях удобнее работать с показателями типа (32.4), чем с вероятностью безотказной работы.

К показателям безотказности относят также *квантили безотказной наработки*, т. е. значения наработки, отвечающие заданной вероятности безотказной работы. Гамма процентную наработку до отказа t_γ определяют из уравнения

$$P(t_\gamma)=\gamma/100, \qquad (32.5)$$

где $P(t)$ — вероятность безотказной работы.

Другим показателем надежности служит *средняя наработка до отказа*. Она равна математическому ожиданию соответствующей случайной величины наработки объекта до отказа. С учетом (32.3) имеем

$$T_1=\int_0^\infty tf(t)\,dt=\int_0^\infty [1-F(t)]\,dt$$

Величина T_1 может быть выражена также через вероятность безотказной работы:

$$T_1=\int_0^\infty P(t)\,dt. \qquad (32.6)$$

В расчетах часто используют показатели, называемые *интенсивностью отказов*. Так называют плотность вероятности возникновения отказа, определяемую при условии, что до рассматриваемого момента времени отказ не возник.

Интенсивность отказов $\lambda(t)$ выражают через функции $P(t)$, $F(t)$ и $f(t)$ следующим образом:

$$\lambda(t)=\frac{f(t)}{1-F(t)}=-\frac{1}{P(t)}\frac{dP(t)}{dt}. \qquad (32.7)$$

Для высоконадежных систем $P(t)\approx 1$, так что интенсивность отказов приближенно равна плотности вероятности $f(t)$ наработки до отказа.

Перечисленные показатели введены применительно к невосстанавливаемым объектам, а также к таким отказам восстанавливаемых объектов, возникновение которых по возможности должно быть исключено. Применительно к восстанавливаемым объектам, при эксплуатации которых допускаются многократно повторяющиеся отказы, вместо средней наработки до отказа используют показатель — *среднюю наработку на отказ*. Очевидно, что это должны быть несущественные отказы, не приводящие к серьезным последствиям и не требующие значительных затрат на восстановление работоспособного состояния. Эксплуатация таких объектов может быть описана следующим образом: в начальный момент времени объект начинает работать и продолжает работать до первого отказа; после отказа происходит восстановление работоспособности, и объект вновь работает до отказа и т. д. На оси времени t моменты отказов образуют поток отказов, а моменты восстановлений — поток восстановлений. На оси суммарной наработки (когда продолжительность восстановления не учитывают) моменты отказов образуют поток отказов. Полное и строгое математическое описание эксплуатации объектов по этой схеме построено на основе теории восстановления [1, 5].

Средняя наработка на отказ

$$T=\frac{t}{\mathbf{M}[r(t)]}, \qquad (32.8)$$

где t — суммарная наработка; $r(t)$ — число отказов, наступивших в течение этой наработки; $\mathbf{M}[\cdot]$ — математическое ожидание случайной величины, стоящей в скобках.

В общем случае средняя наработка на отказ — функция t. Для стационарных потоков отказов средняя наработка на отказ не зависит от t.

В качестве еще одного показателя безотказности восстанавливаемых объектов используют *параметр потока отказов* — отношение математического ожидания числа отказов за достаточно малую наработку объекта к значению этой наработки:

$$\mu(t) = \lim_{\Delta t \to 0} \frac{\mathbf{M}\left[r(t+\Delta t) - r(t)\right]}{\Delta t}, \quad (32.9)$$

где Δt — малый отрезок наработки; $r(t)$ — число отказов, наступивших от начального момента времени до достижения времени t наработки.

Наряду с параметром потока отказов в расчетах и обработке экспериментальных данных часто используют *осредненный параметр потока отказов*

$$\bar{\mu}(t) = \frac{\mathbf{M}\left[r(t_2) - r(t_1)\right]}{t_2 - t_1}. \quad (32.10)$$

В данной зависимости рассматривают число отказов за конечный отрезок времени $[t_1, t_2]$, причем $t_1 \leqslant t \leqslant t_2$. Если поток отказов стационарный, то параметры, определяемые по формулам (32.9) и (32.10), не зависят от t, поэтому $\mu = \bar{\mu} = 1/T$.

Необходимо упомянуть, что в международной практике (см., например, документы [12, 14]) понятию параметр потока отказов соответствует термин failure intensity, а понятию интенсивность отказов — термин failure rate. Это необходимо учитывать при использовании англоязычных источников, а также переводной литературы.

Показатели долговечности и сохраняемости

Показатели долговечности по структуре аналогичны показателям безотказности невосстанавливаемых объектов, если в определениях момент наступления первого отказа заменить на момент достижения предельного состояния. Так, *гамма-процентный ресурс* определяют как суммарную наработку, в течение которой в заданных режимах и условиях применения объект не достигает предельного состояния с вероятностью γ, выраженной в процентах. Аналогично вводят *гамма-процентный срок службы*, т. е. календарную продолжительность эксплуатации, в течение которой объект не достигнет предельного состояния с выраженной в процентах вероятностью γ.

Применительно к объектам крупносерийного производства, комплектующим изделиям и т. п. используют понятия *среднего ресурса* и *среднего срока службы*. В терминах вероятностных моделей эти показатели равны математическим ожиданиям суммарной наработки и календарной продолжительности до достижения предельного состояния.

При практическом применении показателей долговечности следует указывать начало отсчета и вид действий после наступления предельного состояния (например, гамма-процентный ресурс от второго капитального ремонта до списания). Показатели долговечности, отсчитываемые от ввода объекта в эксплуатацию до окончательного снятия с эксплуатации, называют *гамма-процентным полным ресурсом*, *средним полным ресурсом* и т. п.

Сходным образом вводят **показатели сохраняемости.** Так, *гамма-процентный срок сохраняемости* определяют как срок хранения, в течение которого параметры объекта, характеризующие способность объекта выполнять требуемые функции, будут оставаться в пределах, задаваемых из условий сохраняемости, с выраженной в процентах вероятностью γ.

Необходимо различать показатели долговечности и сохраняемости от внешне сходных с ними «назначенных» сроков службы, хранения и т. п. Цель установления назначенного срока службы и назначенного ресурса — обеспечить принудительное заблаговременное прекращение применения объекта по назначению, исходя из требований безопасности или технико-экономических соображений. Для объектов, подлежащих длительному хранению, вводят *назначенный срок хранения*, по истечении которого дальнейшее хранение недопустимо, например, по требованиям безопасности.

При достижении объектом назначенного ресурса (назначенного срока службы, назначенного срока хранения) в зависимости от назначения объекта, особенности его эксплуатации, технического состояния и других факторов объект может быть списан, направлен в средний или капитальный ремонт, передан для применения не по назначению, переконсервирован (при хранении). При определенных условиях после обследования может быть принято решение о продолжении эксплуатации.

Назначенный срок службы, назначенный ресурс и назначенный срок хранения являются технико-эксплуатационными характеристиками. Однако при установлении их значений

следует приниматъ во внимание прогнозируемый или достигнутый уровень надежности. В частности, если поставлено требование безопасности, то назначенный срок службы (ресурс) должен отвечать значениям вероятности безотказной работы по отношению к критическим отказам, весьма близким к единице. Из соображений безопасности может быть также введен коэффициент запаса по времени.

Показатели ремонтопригодности

Показатели ремонтопригодности можно разбить на две группы. Первая группа аналогична показателям безотказности типа (32.1) — (32.10). К ним относится *вероятность восстановления*, т. е. вероятность того, что продолжительность восстановления работоспособного состояния объекта не превысит заданное значение. Квантиль этой вероятности — продолжительность времени, в течение которого восстановление работоспособности будет осуществлено с вероятностью γ, выраженной в процентах; ее называют *гамма-процентным временем восстановления*. Аналогично вводят среднее время восстановления, интенсивность восстановления и параметр потока восстановления.

Вторая группа показателей ремонтопригодности характеризует трудовые затраты по поддержанию работоспособного состояния объекта. К ним относят среднюю трудоемкость восстановления, которую обычно измеряют в человеко-часах. Большинство показателей этого типа (численные характеристики трудоемкости технического обслуживания, ремонта, диагностирования и т. п.), строго говоря, не относятся к показателям надежности.

Комплексные показатели надежности

Эти показатели характеризуют два или большее число свойств, входящих в определение надежности, например безотказность и ремонтопригодность. К таким показателям в первую очередь относятся те, которые являются количественной характеристикой готовности объекта к выполнению требуемых функций.

Коэффициент готовности — это вероятность того, что объект окажется в работоспособном состоянии в произвольный момент времени, кроме планируемых периодов, в течение которых применение объекта по назначению не предусматривается. Родственное понятие — коэффициент оперативной готовности характеризует готовность объекта выполнять требуемые функции в течение заданного отрезка времени. Этот коэффициент равен вероятности того, что объект окажется в работоспособном состоянии в произвольный момент времени (кроме планируемых периодов, в течение которых применение объекта по назначению не предусматривается), причем начиная с этого момента будет работать безотказно в течение заданного отрезка времени. Очевидно, что коэффициенты готовности по математической структуре аналогичны вероятности безотказной работы (32.1).

Различают стационарный и нестационарный коэффициенты готовности, а также средний коэффициент готовности. Подробные сведения можно найти в справочнике [8].

Во вторую группу комплексных показателей входят величины типа математического ожидания. К этой группе принадлежит, например, *коэффициент технического использования*. Он равен отношению математического ожидания суммарного времени пребывания объекта в работоспособном состоянии за некоторый период к математическому ожиданию суммарного времени пребывания объекта в работоспособном состоянии и продолжительности простоев, обусловленных техническим обслуживанием и ремонтом за тот же период. В стационарных условиях коэффициент готовности также может быть выражен через отношение математических ожиданий

$$k_{т} = T/(T + T_{в}),$$

где T — средняя наработка на отказ; $T_{в}$ — среднее время восстановления.

Коэффициент технического использования характеризует долю времени нахождения объекта в работоспособном состоянии относительно общей продолжительности эксплуатации. *Коэффициент сохранения эффективности* характеризует степень влияния отказов объекта на эффективность его применения по назначению. Для каждого конкретного типа объектов содержание понятия эффективности и точный смысл показателей эффективности задают техническим заданием и вносят в документацию.

Некоторые комплексные показатели надежности относятся к пограничной области, объединяющей факторы надежности, технологической и экономической эффективности. Так, коэффициент сохранения эффективности равен отношению значения показателя эффективности использования объекта по назначению за определенную продолжительность эксплуатации к номинальному значению этого показателя, вычисленному при условии, что отказы объекта в течение того же периода не возникают.

В последнее время начинают использовать более комплексные показатели. Например, в одной из программ повышения надежности и эффективности [13] наряду со стандартным показателем надежности введен показатель — *суммарная стоимость жизненного цикла*. Этот технико-экономический показатель включает в себя расходы на обеспечение надежности объекта на всех этапах жизненного цикла, начиная с проектирования и кончая демонтажом или ликвидацией.

32.3. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ТЕОРИИ НАДЕЖНОСТИ

Общая характеристика моделей теории надежности

Расчеты на надежность — прогнозирование показателей надежности и выбор рациональных решений по обеспечению и (или) повышению надежности — проводят на основе математических моделей. Эти модели имеют вероятностный или полувероятностный характер, т. е. полностью или частично основаны на применении методов теории вероятностей, включая теорию случайных процессов.

Математические модели теории надежности могут быть разбиты на две большие группы. Первая группа — это **структурные модели.** Они основаны на логических схемах взаимодействия элементов, входящих в систему, с точки зрения сохранения работоспособности системы в целом. При этом используют статистическую информацию о надежности элементов без привлечения сведений о физических свойствах материалов, деталей, соединений, о внешних нагрузках и воздействиях, о механизмах взаимодействия между элементами. Структурные модели представляют в виде *схем* и *графов* (например деревьев событий), а исходную информацию задают в виде известных значений вероятностей безотказной работы элементов, интенсивностей их отказов и т. п.

Например, дерево событий [6], приведенное на рис. 32.3, соответствует гипотетической последовательности событий при аварии с потерей теплоносителя в водоохлаждаемом реакторе АЭС. Начальным событием служит разрыв трубопровода с вероятностью Q_0. Следующие события: пребывание системы электроснабжения в исправном состоянии с вероятностью P_1 и неисправном с вероятностью Q_1; срабатывание системы аварийного охлаждения с вероятностью P_2 и несрабатывание с вероятностью Q_2; срабатывание системы удаления продуктов деления

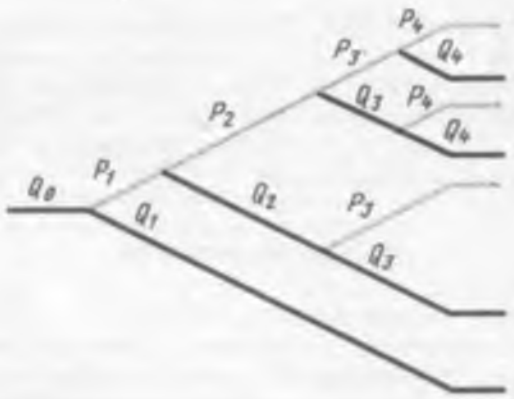


Рис. 32.3. Дерево событий при аварии водоохлаждаемого реактора АЭС с потерей теплоносителя:
$Q_0, \ldots, Q_4$ — вероятности наступления неблагоприятных событий; $P_1 = 1 - Q_1, \ldots, P_4 = 1 - Q_4$

с вероятностью P_3 и несрабатывание с вероятностью Q_3; сохранение целостности защитной оболочки с вероятностью P_4 и нарушение целостности с вероятностью Q_4. При развитии событий по верхней ветви дерева с вероятностью $Q_0P_1P_2P_3P_4$ ожидаются очень небольшие радиоактивные выбросы, при развитии по нижним ветвям — большие и очень большие выбросы.

Вторая группа математических моделей теории надежности учитывает механические, физические и другие реальные процессы, которые ведут к изменению свойств объекта и его составляющих. Таковы **модели строительной механики,** широко применяемые в расчетах машин и конструкций. Именно в этой области впервые были поставлены вопросы надежности (в связи со статистическим истолкованием коэффициентов запаса прочности и допускаемых напряжений).

Силовое и кинематическое взаимодействие элементов машин и конструкций носит сложный характер. Поведение этих объектов существенным образом зависит от их взаимодействия с окружающей средой, от характера и интенсивности процессов эксплуатации. Для предсказания поведения деталей машин и элементов конструкций нужно рассматривать процессы деформирования, изнашивания, накопления повреждений и разрушения при переменных нагрузках, температурах и других внешних воздействиях. Знание показателей надежности отдельных компонентов еще недостаточно для того, чтобы судить о показателях для объекта в целом. К тому же многие конструкции и машины уникальны или малосерийны, их блоки и агрегаты слишком громоздки или дороги, чтобы можно было рассчитывать на получение статистической информации на основе стендовых или на-

турных испытаний. Поэтому основной путь для оценки показателей надежности механических систем — расчетно-теоретический, основанный на физических моделях и статистических данных о свойствах материалов, нагрузках и воздействиях.

Надежность элементов

При использовании структурных моделей показатели надежности элементов считают заданными. Так, многие технические объекты (особенно в области радиоэлектроники, автоматики и вычислительной техники) состоят из элементов массового производства и работают в сравнительно однородных условиях. Испытания элементов на надежность относительно просты, а условия эксплуатации допускают воспроизведение их в лабораторных условиях. Статистическая обработка результатов испытаний позволяет выбрать подходящие аналитические зависимости и оценить численные значения параметров, характеризующих надежность. Для **невосстанавливаемых элементов** обычно ищут подходящие аналитические аппроксимации либо для вероятности безотказной работы $P(t)$, либо для интенсивности отказов $\lambda(t)$. Распространение получила экспоненциальная модель

$$P(t)=\exp(-\lambda t) \qquad (32.11)$$

с постоянной интенсивностью отказов λ и средней наработкой до отказа $T=1/\lambda$.

Часто применяют также модель, в основе которой лежит распределение Вейбулла. Вероятность безотказной работы определяют как

$$P(t)=\exp\left[-(t/t_c)^{\alpha}\right], \qquad (32.12)$$

где t_c и α — положительные параметры. Функция (32.12) позволяет описать довольно широкий класс распределений, включая при $\alpha=1$ экспоненциальный закон надежности (32.11). При $\alpha>1$ эта формула описывает поведение «стареющих» объектов, у которых интенсивность отказов со временем возрастает. Для средней наработки до отказа T и коэффициента вариации наработки до отказа w, имеем формулы

$$T=t_c\Gamma(1+1/\alpha),\ w_t^2=[\Gamma(1+2\alpha)/\Gamma^2(1+\alpha)]-1, \qquad (32.13)$$

где $\Gamma(\cdot)$ — гамма-функция.

Для коэффициента вариации имеет место асимптоматическое представление $w_t=\pi/(\alpha\sqrt{6})+O(1/\alpha^2)$, из которого видно, что с ростом показателя α распределение наработки становится более компактным. Таким образом, показатель α характеризует уровень стабильности свойств элементов, который в свою очередь зависит от стабильности сырья, технологических процессов и т. п.

Обобщением формул (32.11) и (32.12) служит формула

$$P(t)=P(0)\exp\left[-\int_0^t\lambda(t_1)\,dt_1\right], \qquad (32.14)$$

в которой интенсивность отказов принята переменной во времени и учтено, что вероятность наступления отказа в момент $t=0$ может быть отлична от нуля.

Эксплуатационные данные показывают, что в большинстве случаев интенсивность отказов изменяется во времени немонотонно (рис. 32.4). После периода приработки $0<t<T_{пр}$ наступает относительно длительный этап, когда интенсивность отказов сохраняет приблизительно постоянное значение (кривая *1*). Начиная с момента $t=T_{ст}$ вследствие изнашивания, старения, накопления повреждений и т. п. интенсивность отказов возрастает. Встречаются случаи, когда на начальной стадии приработки интенсивность отказов возрастает (кривая *2*). Такие зависимости могут быть описаны в следующем виде:

$$P(t)=\sum_k p_k P_k(t),\ \sum_k p_k=1. \qquad (32.15)$$

Эта модель описывает смесь элементов с вероятностями безотказной работы $P_k(t)$ и относительными долями p_k. Группа дефектных элементов имеет малую среднюю наработку до отказа и быстрое старение (начальный участок кривой *2* на рис. 32.4).

В расчетах на надежность нередко используют гамма-распределение с плотностью распределения наработки до отказа

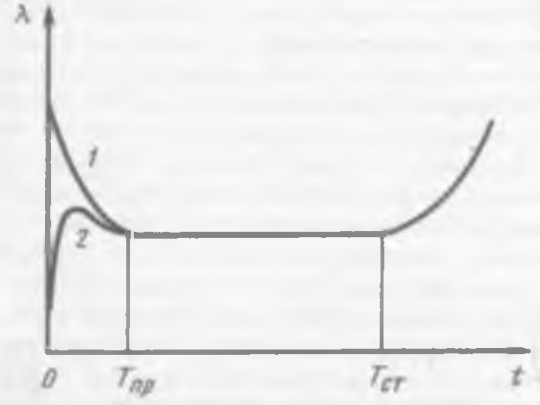


Рис. 32.4. Изменение интенсивности λ отказов во времени:

$T_{пр}$ — окончание периода приработки; $T_{ст}$ — начало стадии старения; *1* и *2* — типичные зависимости $\lambda(t)$ на периоде приработки

$$f(t)=\frac{t^{\alpha-1}}{t_c^{\alpha}\Gamma(\alpha)}\exp\left(-\frac{t}{t_c}\right), \qquad (32.16)$$

где $\Gamma(\alpha)$ — гамма-функция.

Для стареющих элементов показатель распределения $\alpha>1$. Характерное время, как и в формуле (32.12), обозначено через t_c. Вероятность безотказной работы $P(t)$ с учетом выражения (32.3) равна интегралу от $f(t)$ на отрезке $[t, \infty)$. Кроме того, иногда используют логарифмически нормальное распределение, усеченное нормальное распределение и др. [5, 7, 8].

Надежность **восстанавливаемых элементов** (в общем случае — восстанавливаемых объектов) обычно описывают, используя модели случайных процессов. Такова, например, модель однородного пуассоновского потока с параметром μ, равным среднему числу отказов в единицу времени. Вероятность наступления k отказов на отрезке $[0, t]$ следует закону Пуассона

$$Q_k(t)=\frac{(\mu t)^k}{k!}\exp(-\mu t)\,(k=0, 1, \ldots). \qquad (32.17)$$

Модель (32.17) отвечает, в частности, следующей схеме. Объект эксплуатируют или испытывают до наступления отказа определенного элемента, затем заменяют отказавший элемент новым из той же генеральной совокупности, доводят элемент до отказа, заменяют третьим и т. д. Пусть продолжительность времени на замену отказавшего элемента другим пренебрежимо мала по сравнению с продолжительностью работы между соседними отказами. Тогда процесс описывается с помощью последовательности t_1, $t_2, \ldots$ моментов наступления отказов. Наработка между отказами — случайная величина, так что последовательность отказов представляет собой поток случайных событий. При вероятности безотказной работы элемента, заданной в виде (32.11), приходим к модели однородного пуассоновского потока (32.17).

Модели случайных потоков широко применяют в теории надежности. Наряду с потоками отказов вводят потоки восстановлений, операций технического обслуживания и т. д. Поскольку в структурных моделях теории надежности число возможных состояний конечно, то модели случайных процессов с конечным множеством значений служат удобным аппаратом для описания объектов в условиях технического обслуживания и восстановления. Подробности можно найти в [5, 8].

Надежность систем

Для наглядного представления взаимодействия между элементами, образующими систему, используем схемы. Примеры простейших схем приведены на рис. 32.5. Во всех дальнейших примерах принято, что отказы элементов происходят независимо.

Пусть элементы взаимодействуют так, что отказ любого из них приводит к отказу системы. Такое соединение элементов называют последовательным (рис. 32.5, *а*). Безотказная работа системы есть случайное событие, равное пересечению независимых событий — безотказной работы каждого из элементов. Вероятность безотказной работы системы

$$P(t)=\prod_{k=1}^{m}P_k(t), \qquad (32.18)$$

где $P_1(t), \ldots, P_m(t)$ — вероятности безотказной работы элементов.

Если $P_1(t)=\ldots=P_m(t)=P_0(t)$, то вместо (32.18) имеем $P(t)=P_0^m(t)$. При экспоненциальном распределении (32.11) получаем, что $P(t)=\exp(-m\lambda t)$, $T=(m\lambda)^{-1}$.

Эти формулы иллюстрируют хорошо известный факт: если элементы взаимодействуют по схеме последовательного соединения,

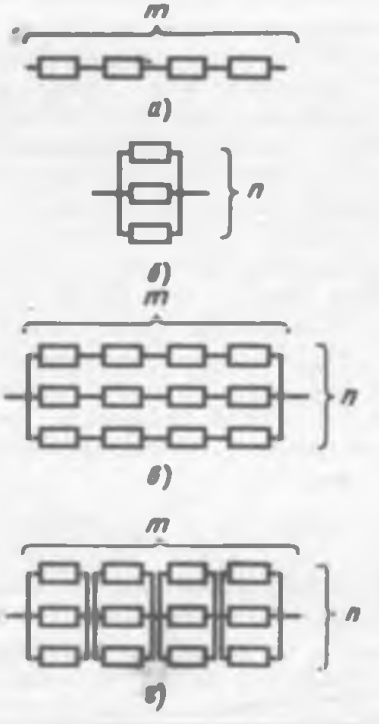


Рис. 32.5. Простейшие схемы взаимодействия между элементами:

а — последовательное; *б* — параллельное; *в* и *г* — смешанные соединения

то показатели безотказности системы ниже соответствующих показателей любого из ее элементов. С увеличением числа элементов показатели быстро падают. Если число m велико, то практически невозможно образовать систему, обладающую высокой безотказностью. Например, при $m=10^3$, $P_0=0{,}99$ будем иметь $P<10^{-4}$. Средняя наработка до отказа системы будет в 10^3 раз меньше средней наработки до отказа элемента и т. п.

Если вероятность безотказной работы элементов задана в виде (32.12), то по формуле (32.18) получаем

$$P(t)=\exp\left[-\sum_{k=1}^{m}\left(\frac{t}{t_{ck}}\right)^{\alpha_k}\right]. \qquad (32.19)$$

В частности, для системы, составленной из одинаковых элементов, $P(t)=\exp[-m(t/t_c)^{\alpha}]$, а средняя наработка до отказа

$$T=\left(t_c/m^{1/\alpha}\right)\Gamma(1+1/\alpha). \qquad (32.20)$$

Из сопоставления формул (32.13) и (32.20) видно, что снижение средней наработки системы до отказа будет тем меньше, чем больше показатель α в формуле (32.12), т. е. чем компактнее распределение безотказной наработки элементов.

Один из способов повышения надежности — введение в систему дополнительных элементов или подсистем сверх количества, минимально необходимого для выполнения заданных функций. Этот метод называют *резервированием* (см. раздел 4). Схема простейшего способа резервирования показана на рис. 32.5, *б*. Вместо одного элемента, достаточного для выполнения функций, в систему введено n элементов. Отказы элементов — независимые события, а отказ системы происходит лишь в том случае, если откажут все n элементов. Такое соединение называют параллельным. Вероятность отказа системы $Q(t)$ равна произведению вероятностей $Q_1(t), \ldots, Q_n(t)$ отказов ее элементов. Отсюда вероятность безотказной работы системы

$$P(t)=1-\prod_{k=1}^{n}\left[1-P_k(t)\right]. \qquad (32.21)$$

При одинаковых показателях надежности всех элементов вместо (32.21) получаем $P(t)=1-[1-P_0(t)]^n$. При экспоненциальном законе надежности (32.11) средняя наработка до отказа системы

$$T=\frac{1}{\lambda}\sum_{k=1}^{n}\frac{1}{k}. \qquad (32.22)$$

Безотказность системы с параллельным соединением элементов возрастает с увеличением кратности резервирования. Так, уже при однократном резервировании (дублировании), когда показатель надежности элемента $P_0=0{,}99$, для системы получаем $P=0{,}9999$. Средняя наработка до отказа по формуле (32.22) возрастает в 1,5 раза.

На рис. 32.5, *в* приведена схема, в которой каждая подсистема резервирована $n-1$ раз. Вероятность безотказной работы такой системы

$$P(t)=1-\left[1-\prod_{k=1}^{m}P_k(t)\right]^n. \qquad (32.23)$$

На рис. 32.5, *г* показан способ раздельного резервирования. По этой схеме каждый элемент резервируют $n-1$ раз, после чего подсистемы соединяют последовательно. Тогда

$$P(t)=\prod_{k=1}^{m}\left\{1-\left[1-P_k(t)\right]^n\right\}. \qquad (32.24)$$

Формулы (32.21)—(32.24) соответствуют нагруженному резервированию, когда все резервные элементы находятся в рабочем состоянии. Наряду с этим используют схемы, в которых резервный элемент включается в работу только в случае отказа очередного элемента; резервные элементы работают в облегченном режиме; схемы с конечным временем переключения и возможностью отказов переключателей и т. п. Формулы для расчета разнообразных вариантов, соображения по выбору рациональных схем резервирования и другой справочный материал имеются в [8].

Физические модели теории надежности

Физические модели позволяют прогнозировать показатели надежности на основе анализа поведения объектов в условиях эксплуатации. Пусть состояние объекта в каждый момент времени t задано вектором $u(t)$, а нагрузки и воздействия на объект — вектором $q(t)$. Тогда при известной информации о процессе $q(t)$ и о свойствах объекта расчетным путем можно найти значения процесса $u(t)$ на отрезке прогнозирования. Способность объекта выполнять заданные функции будем характеризовать некоторым набором параметров, образующих вектор качества $v(t)$. Пространство состояний выберем таким образом, чтобы при заданном u можно было вычислить соответствующие значения $v(t)$. В пространстве качества V выделим такую область Ω, в которой пребывание процесса $v(t)$ отвечает

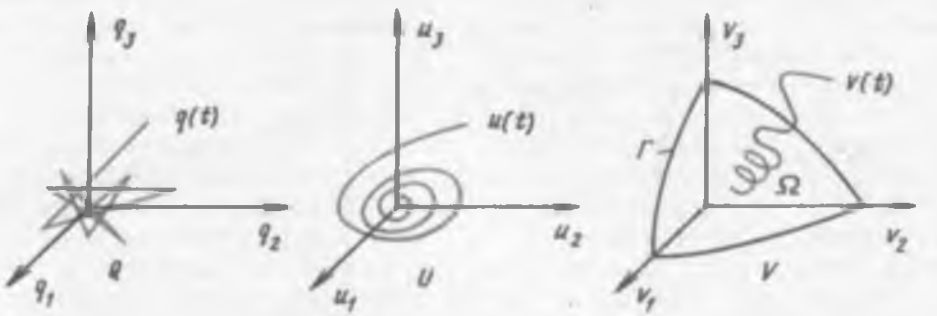


Рис. 32.6. Пространства нагрузок и воздействий Q, состояний U и качества V:
Ω — допустимая область в пространстве качества; Γ — граница допустимой области

работоспособному состоянию, а граница Γ области Ω отделяет последнюю от области неработоспособных состояний. Отказ объекта трактуем как первый выход процесса $v(t)$ из области Ω. Для вероятности безотказной работы имеем соотношение

$$P(t)=\mathbf{P}\{v(t_1)\in\Omega;\ t_1\in[0,\ t]\}. \quad (32.25)$$

Введенные понятия проиллюстрированы на рис. 32.6 [2].

В общем случае, когда возможны отказы различного типа (например, по степени значимости последствий), в пространстве качества V выделяют не одну, а несколько допустимых областей. Процессы восстановления также могут быть включены в рассмотрение. При этом восстановление работоспособного состояния означает возвращение вектора $v(t)$ в допустимую область Ω. Параметрическое определение надежности, приводящее к формуле (32.2), можно трактовать как частный случай общего соотношения (32.25). Однако при этом параметр $v(t)$ нужно определять путем рассмотрения функционирования объекта как физической системы.

Простейшим примером служит расчет на прочность по схеме параметр нагрузки — параметр прочности. Пусть $q(t)$ — параметр, с точностью до которого задана внешняя нагрузка, $r(t)$ — параметр сопротивления элемента конструкции. Последний выбран таким образом, чтобы неравенство $q(t)<r(t)$ соответствовало сохранению прочности. Вероятность безотказной работы совпадает с вероятностью того, что на заданном отрезке времени это неравенство ни разу не будет нарушено. Оба параметра могут быть случайными функциями времени, так что

$$P(t)=\mathbf{P}\{q(t_1)<r(t_1),\ t_1\in[0,\ t]\}. \quad (32.26)$$

Эта ситуация проиллюстрирована на рис. 32.7. Отказ (нарушение условий прочности) происходит при первом пересечении снизу вверх процессом $q(t)$ уровня $r(t)$. Параметром качества служит разность $q(t)-r(t)$ с допустимой областью $q(t)-r(t)<0$.

Иногда параметры q и r трактуют как случайные величины. Тогда вместо (32.26) имеем

$$P=\mathbf{P}\{q<r\}, \quad (32.27)$$

причем совместная плотность вероятности $f(q,\ r)$ предполагается известной. Например, если параметры q и r независимы и распределены нормально, то формула (32.27) дает

$$P=\Phi\left[\frac{a_q-a_r}{(\sigma_q^2+\sigma_r^2)^{1/2}}\right], \quad (32.28)$$

где a_q и a_r — математические ожидания; σ_q^2 и σ_r^2 — дисперсии случайных величин q и r соответственно; $\Phi(u)$ — нормированная функция распределения:

$$\Phi(u)=\frac{1}{(2\pi)^{1/2}}\int_{-\infty}^{u}\exp\left(-\frac{z^2}{2}\right)dz. \quad (32.29)$$

Зависимости (32.27) и (32.28) показаны на рис. 32.8. Заметим, что фактор времени может быть учтен в этих формулах неявно, если под q понимать максимальное значение, достигаемое функцией $q(t)$ на заданном отрезке времени, а под r — минимальное значение функции $r(t)$ на том же отрезке.

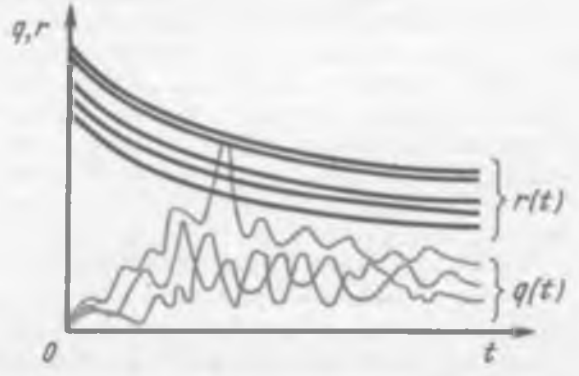


Рис. 32.7. Отказ как выброс случайного процесса нагрузки $q(t)$ за случайный уровень сопротивления $r(t)$

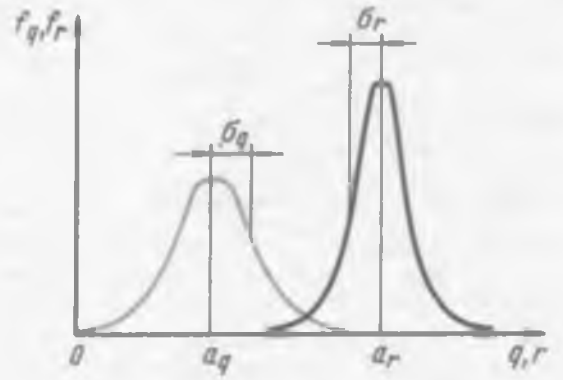


Рис. 32.8. Простейшая модель «нагрузка — сопротивление»:

$f_q(q)$ и $f_r(r)$ — плотности вероятности случайных величин q и r; a_q и a_r, σ_q^2 и σ_r^2 — соответственно математические ожидания и дисперсии этих величин

Переход физических систем в неработоспособное состояние обычно происходит в результате медленных необратимых процессов. Таковы процессы накопления пластических деформаций и усталостных повреждений, процессы коррозии, радиационного старения и различных видов изнашивания. Для большинства перечисленных процессов разработаны удовлетворительные физические модели, которые позволяют уверенно прогнозировать их развитие в элементах машин и конструкций. Будем называть такие модели *кумулятивными* [3]. Формула (32.25) для кумулятивных моделей упрощается следующим образом:

$$P(t) = \mathbf{P}\{\mathbf{v}(t) \in \Omega\}. \qquad (32.30)$$

В качестве примера рассмотрим одномерный процесс $v(t)$, описываемый дифференциальным уравнением

$$dv/dt = f(q, v) \qquad (32.31)$$

при условии, что $f(q, v) \geqslant 0$. Тогда $v(t_2) \geqslant v(t_1)$ при $t_2 > t_1$, следовательно, $v(t)$ — неубывающая функция времени. Если допустимая область задана неравенством $v(t) < v_* = \text{const}$, то после первого нарушения неравенства $v(t) < v_*$ процесс $v(t)$ уже не возвращается в допустимую область. Таким образом, эта модель относится к классу кумулятивных. Она останется кумулятивной, если $v_*(t)$ является невозрастающей, вообще говоря, случайной функцией t (рис. 32.9). Большое число кумулятивных моделей применительно к прогнозированию надежности машиностроительной продукции рассмотрено в [3, 10].

Если параметры качества изменяются во времени немонотонно, то прогнозирование показателей надежности невозможно без привлечения аппарата теории выбросов случайных процессов. Таковы многие задачи, возникающие в связи с проектированием защиты оборудования и приборов от ударов, вибраций и сейсмических воздействий [2, 3, 4].

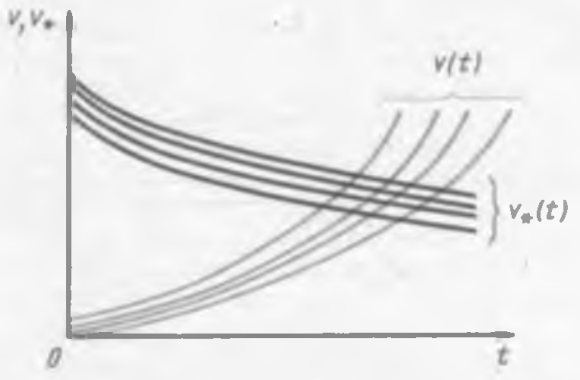


Рис. 32.9. Кумулятивный отказ как первое пересечение случайных процессов $q(t)$ и $r(t)$

32.4. ОБЕСПЕЧЕНИЕ, НОРМИРОВАНИЕ И КОНТРОЛЬ НАДЕЖНОСТИ

Обеспечение надежности

Необходимый уровень надежности обеспечивается комплексом взаимосвязанных организационно-технических требований и мероприятий, проводимых в течение всего жизненного цикла объекта. Обеспечение надежности включает нормирование показателей надежности, расчетное прогнозирование этих показателей и оптимизацию проектно-конструкторских решений на основе расчета, формирование требований к сырью, материалам, полуфабрикатам и комплектующим изделиям, к технологическим процессам, правила и объем испытаний и т. д.

Программа обеспечения надежности должна охватывать все стадии разработки объекта, начиная с выработки технических предложений. Эту программу обычно составляет головное предприятие (разработчик) с участием предприятий-соисполнителей и представителей заказчика (потребителя). К составлению программы, наряду с подразделениями надежности, должны быть привлечены проектно-конструкторские, технологические и испытательные подразделения, а также подразделения стандартизации и метрологии.

В программу обеспечения надежности входит несколько документов, в частности программа экспериментальной отработки, которая определяет цели, задачи, порядок проведения и необходимый объем испытаний или экспериментальной отработки, а также регламентирует порядок подтверждения пока-

ателей надежности на стадии разработки Программа обеспечения ремонтопригодности устанавливает комплекс взаимосвязанных организационно-технических требований и мероприятий, направленных на обеспечение заданных требований по ремонтопригодности и (или) повышения ремонтопригодности. Этот документ разрабатывают одновременно с программой обеспечения надежности, и он является либо ее составной частью, либо самостоятельной программой. Подробные сведения об организационных основах обеспечения надежности содержатся в справочнике [7].

Опыт создания и эксплуатации технических объектов (в том числе и негативный) показывает, что недостаточная надежность зачастую оказывается следствием неправильных решений, принятых при разработке технического задания. Неудачный выбор конструктивно-силовой, кинематической, электрической, информационно-логической схем может предопределить низкую надежность создаваемого объекта. Напротив, грамотный выбор этих схем (например, выбор пространственной несущей конструкции зерноуборочного комбайна взамен традиционного решения в виде плоской рамы) не только позволяет повысить надежность, но и существенно снизить материалоемкость, улучшить функциональные характеристики объекта и т. д. На следующих этапах выбирают материалы, сырье и полуфабрикаты, элементы и комплектующие изделия с учетом возможностей потенциальных поставщиков. Расчеты на надежность нужно проводить по схемам, максимально приближенным к реальным условиям, а это может потребовать дополнительных проработок по сбору информации о нагрузках и воздействиях, о режимах эксплуатации, материалах, элементах и компонентах. Следующая стадия — проектирование технологических процессов, отработка надежности на моделях и опытных образцах и т. п. Развернутые рекомендации по мерам повышения надежности машиностроительной продукции даны в [9—11].

Перенос центра тяжести работ по обеспечению надежности на стадию проектирования особенно важен для сложных технических объектов. Так, программа ВВС США «Надежность и эксплуатационная технологичность — 2000» [13] ставит задачу повышения в 2 раза достигнутого относительного числа самолето-вылетов при одновременном снижении вдвое ресурсов, необходимых для технического обслуживания. Задаются повышенные требования на среднее время между критическими отказами, на удельную трудоемкость технического обслуживания одного самолета и на коэффициент готовности. Существенно, что при этом ставится условие, чтобы численные значения этих показателей надежности были переведены в проектные параметры, имеющие смысл для инженера-проектировщика.

Для обеспечения надежности могут быть использованы принципы так называемой *методологии Тагути* [15]. Эта методология была разработана и применена в Японии в первые послевоенные десятилетия. В последнее время методология Тагути получила широкое распространение в индустриально развитых странах. Методология основана на нескольких, в целом очевидных принципах, центральное место среди которых занимает принцип минимизации потерь потребителя, связанных со снижением качества продукции. Реализация этого принципа обеспечивается главным образом рациональным проектированием изделий и процесса их изготовления. Сюда входят выбор конструктивных решений, обладающих высокой робастностью (малой чувствительностью по отношению к изменениям параметров материалов, комплектующих изделий и технологии), определение параметров, контроль которых обеспечивает необходимую стабильность качества, применение статистических методов планирования эксперимента для обнаружения слабых мест в конструкции и в технологическом процессе.

Важнейшими характеристиками качества в методологии Тагути становятся коэффициенты вариации контролируемых параметров. Для иллюстрации на рис. 32.10 приведена диаграмма распределения параметров цветовой плотности для телевизоров фирмы Сони [15]. Кривая *1* соответствует телевизорам, произведенным в Японии, кривая *2* — телевизорам той же модели, произведенным в США. Символы *A*, *B*, *C* и *D* соответствуют последовательно убывающим категориям качества по критерию цветовой плотности. При

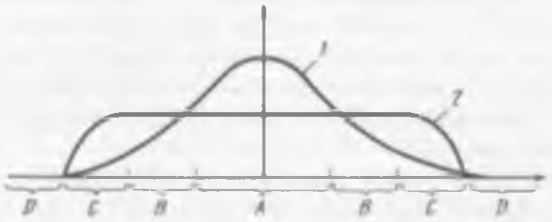


Рис. 32.10. Распределение параметров цветовой плотности для телевизоров фирмы «Сони», произведенных в Японии (кривая *1*) и США (кривая *2*); наилучшему уровню качества отвечает область A

том же уровне браковки японские телевизоры обнаруживают более плотное распределение параметров качества, что в конечном счете снижает математическое ожидание функции потерь.

Хотя методология Тагути рассчитана на повышение качества в целом, она распространяется также и на сохранение качества во времени, т. е. на надежность. Уменьшение коэффициентов вариации свидетельствует о стабилизации параметров качества и в конечном счете о повышении надежности. Появление же в серийной продукции относительно большой доли дефектных изделий приводит к существенному снижению показателей надежности. Одной из перспективных мер для обеспечения высокой надежности промышленной продукции могло быть включение в число нормируемых показателей таких параметров, которые характеризуют стабильность потребительских свойств и сохранение этой стабильности во времени. Типичными показателями этого типа являются коэффициент вариации наработки до критического отказа, коэффициент вариации ресурса.

Нормирование надежности

Нормирование показателей надежности — один из этапов создания технических объектов, состоящий в выборе номенклатуры показателей надежности и задании численных значений этих показателей, обеспечивающих требуемый уровень одного или группы свойств, составляющих понятие надежности (безотказности, долговечности, ремонтопригодности и сохраняемости). Для сложных объектов, включающих сборочные единицы, комплектующие изделия и элементы, нормирование показателей надежности может включать также выбор номенклатуры и задание численных значений показателей надежности для составных частей, а также в случае необходимости установление требований к качеству сырья, заготовок и полуфабрикатов, к уровню технологических процессов. При нормировании показателей надежности обслуживаемых и ремонтируемых объектов должны быть указаны условия и режимы технического обслуживания, включая уровень подготовки обслуживающего персонала.

Нормирование показателей надежности — сложная процедура, которая требует согласования интересов заказчика (потребителя), который заинтересован в высоком уровне надежности при минимальных затратах, и разработчика (изготовителя). При нормировании показателей надежности сложных объектов обычно возникает необходимость привлечения к процессу согласования разработчиков (изготовителей) составных частей объекта, поставщиков сырья, заготовок и полуфабрикатов. Нормирование показателей надежности должно начинаться на самых ранних стадиях разработки объекта — на стадии выработки технического задания и (или) эскизного проектирования.

Общее число нормируемых показателей надежности должно быть по возможности минимально; все нормируемые показатели должны иметь однозначное и четкое истолкование; значения нормируемых показателей должны допускать расчетную оценку на стадии проектирования и достоверную экспериментальную оценку (точечную или интервальную) при испытаниях и (или) на стадии эксплуатации.

Выбор номенклатуры нормируемых показателей и их численных значений зависит от назначения и степени ответственности объекта, режима его эксплуатации, возможности восстановления после отказа, а также последствий отказов. Так, для объектов повышенной ответственности и отказов, последствия которых представляют опасность для здоровья людей, состояния окружающей среды, а также приводят к крупному материальному ущербу, в качестве основного показателя безотказности используют вероятность безотказной работы в течение назначенного срока службы (назначенного ресурса). Численные значения этой вероятности должны быть достаточно близки к единице. Эквивалентные требования могут быть поставлены путем задания нормативной гамма-процентной наработки до соответствующего отказа; при этом нормативная вероятность безотказной работы и нормативная гамма-процентная безотказная наработка связаны соотношением (32.5).

Для продукции крупносерийного производства (в частности, изделий, которые используют в качестве элементов в более сложных объектах) обычно ограничиваются заданием нормативной средней наработки до отказа или нормативной интенсивности отказов. Вместе с тем необходимо учитывать, что о потребительских свойствах изделий обычно судят по их худшей совокупности. Поэтому наряду со средней безотказной наработкой (средним ресурсом, средним сроком службы и т. п.) целесообразно задавать нормативные значения коэффициентов вариации соответствующих случайных величин либо дру-

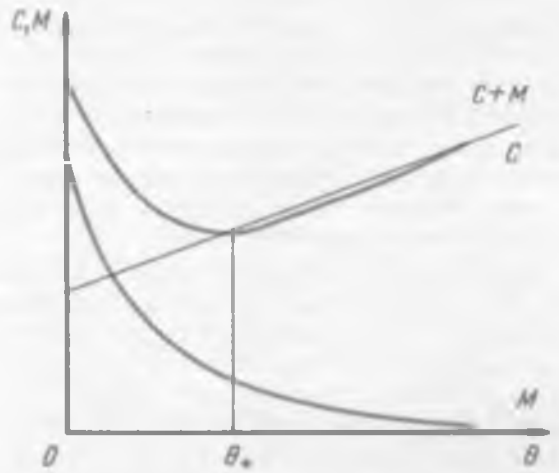


Рис. 32.11. Зависимость суммарной стоимости жизненного цикла $C+M$ от показателя надежности θ:
C — расходы на создание объекта; M — эксплуатационные расходы

гие параметры; которые характеризуют компактность распределения безотказной наработки, ресурса и срока службы. К таким параметрам относится, например, показатель α из распределения Вейбулла (32.12). Как видно из формул (32.19) и (32.20), повышение показателя α для элементов, образующих последовательное соединение в структурной модели, способствует повышению безотказности системы в целом.

При обосновании численных значений нормируемых показателей надежности необходимо руководствоваться *принципом оптимального распределения затрат* на повышение надежности, техническое обслуживание и ремонт. Типичная зависимость суммарной стоимости жизненного цикла $C+M$ от показателя надежности θ показана на рис. 32.11. Оптимальное решение достигается при значении показателя надежности $\theta=\theta_*$, соответствующем минимуму суммы $C+M$.

Значения нормируемых показателей надежности нужно учитывать при назначении цены объекта. Кроме того, эти значения следует учитывать при установлении гарантийного срока эксплуатации (гарантийной наработки, гарантийного срока хранения). Эти величины являются технико-экономическими (отчасти коммерческими) характеристиками объекта, т. е. не относятся к категории показателей надежности. Однако значения гарантийных сроков, значения показателей надежности и цены объекта должны быть взаимно согласованы.

Применение гарантийных обязательств позволит защитить интересы потребителя, если работоспособность объекта нарушается в пределах гарантийного срока эксплуатации (гарантийной наработки, гарантийного срока хранения). Гарантийный срок должен быть достаточным для выявления и устранения скрытых дефектов. В конечном счете содержание гарантийных обязательств определяется соглашением между потребителем (заказчиком) и поставщиком (изготовителем) с учетом прогнозируемого или реально достигнутого уровня надежности данного объекта.

Резервирование

Резервированием называют способ повышения надежности за счет использования дополнительных средств, избыточных по отношению к минимально необходимым для выполнения объектом требуемых функций. Резервирование является простейшим средством обеспечения заданного уровня надежности объекта при недостаточно надежных элементах. Цель резервирования — обеспечить безотказность объекта в целом, т. е. сохранить его работоспособность при возникновении отказа одного или нескольких элементов. При этом на случай отказа основного элемента в объекте предусмотрены один или несколько резервных элементов. Отношение числа резервных элементов к числу резервируемых элементов, выраженное несокращенной дробью, называют *кратностью резерва*. Резервирование с кратностью резерва один к одному называют *дублированием*.

В зависимости от режима, в котором находятся резервные элементы, различают три типа резервирования. При нагруженном «горячем» резерве один или несколько резервных элементов находятся в режиме основного элемента. При облегченном резервировании один или несколько резервных элементов находятся в менее нагруженном режиме, чем основной элемент. Наконец, в случае ненагруженного, «холодного» резервирования один или несколько резервных элементов остаются в ненагруженном режиме до начала выполнения функций основного элемента.

Различают *постоянное* резервирование и резервирование замещением. При резервировании первого типа используют нагруженный резерв, а при отказе любого элемента в резервированной группе выполнение требуемых функций обеспечивается оставшимися элементами без переключений. При резервировании замещением функции основного элемента передаются резервному только после отказа основного элемента. Один из способов резервирования замещением — так называемое «скользящее» резервирование. При этом

способе группа основных элементов резервирована резервными элементами, каждый из которых способен заменить любой из отказавших элементов данной группы.

Расчет показателей надежности при резервировании, оптимизацию схем резервирования и выбор параметров резервных элементов производят на основе структурных моделей теории надежности. Простейшие схемы резервирования были приведены на рис. 32.5, *б—г*. Показатели надежности для этих схем даны формулами (32.21) — (32.24). В более сложных ситуациях расчеты систем с резервированием требуют применения более специальных математических моделей [8].

Наряду с резервированием путем введения дополнительных элементов широко применяют другие виды резервирования: *временное* (с использованием резервов времени); *информационное* (с использованием резервов информации); *функциональное*, при котором реализована способность элементов выполнять дополнительные функции или способность объекта перераспределять функции между элементами; *нагрузочное*, при котором реализована способность элементов воспринимать дополнительные нагрузки сверх номинальных, а также способность объекта перераспределять нагрузки между элементами. В сущности, обеспечение надежности конструкций по отношению к механическим нагрузкам путем введения коэффициентов запаса прочности, повышения степени статической неопределимости, применения материалов повышенной трещиностойкости и т. п. представляет собой нагрузочное резервирование [2].

Испытания на надежность

Испытания на надежность относятся к числу составных частей работы по обеспечению и повышению надежности технических объектов. В зависимости от контролируемых (оцениваемых) свойств, составляющих надежность, эти испытания могут состоять из испытаний на безотказность, долговечность, ремонтопригодность и сохраняемость. Таковы, например, ресурсные испытания, т. е. испытания на долговечность.

В зависимости от целей, условий и методов различают несколько видов испытаний на надежность. Испытания, проводимые для определения показателей надежности, называют *определительными*, а испытания с целью контроля показателей надежности — *контрольными*. Среди контрольных испытаний важное место занимают аттестационные испытания. Их могут проводить как при приемке, так и в пределах назначенного срока службы или гарантийного срока. Для решения вопроса о возможности продления назначенного срока службы или назначенного ресурса организуют переаттестационные испытания, которые также являются разновидностью контрольных испытаний.

В зависимости от условий испытаний различают *лабораторные* и *эксплуатационные* испытания. Первые проводят в лабораторных или заводских условиях, вторые — при эксплуатации объекта. Если методы и условия проведения испытаний максимально приближены к эксплуатационным, то испытания называют *нормальными*. Для получения информации о надежности в более короткий срок, чем при нормальных испытаниях, используют *ускоренные* испытания. Их разновидностью являются *форсированные* испытания. Эти испытания проводят при нагрузках и воздействиях, уровень которых превышает ожидаемый эксплуатационный уровень. При истолковании результатов ускоренных испытаний необходимо иметь в виду, что экстраполирование их результатов за пределы продолжительности испытаний (наблюдений) без привлечения дополнительной информации о физической природе отказов может привести к значительным ошибкам.

Особое значение имеет правильное планирование испытаний. План испытаний на надежность включает порядок проведения испытаний, критерии их завершения и правила принятия решений по результатам испытаний. Одна из характеристик плана — объем испытаний, т. е. число испытываемых образцов, суммарная продолжительность испытаний и (или) число серий испытаний.

Точечные оценки показателей надежности

Планирование испытаний и обработку их результатов проводят с применением методов математической статистики, которые широко освещены в литературе [1, 5, 8]. Так, оценивание значений показателей надежности при определительных испытаниях нужно проводить с заданной точностью (т. е. при заданной относительной погрешности) и с заданной достоверностью (т. е. при заданном уровне доверительной вероятности). Аналогичные требования предъявляют к контрольным испытаниям. Ускорение и форсирование испытаний не должно приводить к снижению точности и достоверности оценок.

Для вероятности безотказной работы $P(t)$ и функции распределения наработки до отказа $F(t)$ имеем точечные статистические оценки

$$\hat{P}(t)=1-[n(t)/N],\ \hat{F}(t)=n(t)/N, \quad (32.32)$$

где N — число объектов, работоспособных в начальный момент времени; $n(t)$ — число объектов, отказавших на отрезке $[0,\ t]$, знак $\wedge$ относится к статистическим оценкам соответствующих вероятностных характеристик.

Очевидно, что для получения достоверных оценок объем выборки N должен быть достаточно велик.

Точечную статистическую оценку для средней наработки до отказа (32.6) дает формула

$$\hat{T}_1=\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\tau_i, \quad (32.33)$$

где N — число работоспособных объектов при $t=0$; τ_i — наработка до первого отказа каждого из объектов.

Формула (32.33) отвечает такому плану испытаний, при котором все объекты испытывают до отказа. Обзор других планов испытаний на безотказность можно найти в [5, 8].

Статистическая оценка для интенсивности отказов (32.7) имеет вид

$$\hat{\lambda}=[n(t+\Delta t)-n(t)]/(N\Delta t), \quad (32.34)$$

где использованы те же обозначения, что и в формуле (32.32).

Для восстанавливаемых объектов к числу показателей надежности относят среднюю наработку на отказ (32.8). Статистическая оценка этого показателя

$$\hat{T}=t/r(t), \quad (32.35)$$

где $r(t)$ — число отказов, фактически происшедших за суммарную наработку t.

Статистическая оценка для параметра потока отказов (32.9)

$$\hat{\mu}(t)=[r(t_2)-r(t_1)]/(t_2-t_1). \quad (32.36)$$

Формулы (32.35) и (32.36) допускают обобщение в том случае, когда объединяются данные, которые относятся к группе однотипных объектов, эксплуатируемых в статистически однородных условиях. Так, если поток отказов стационарный, то в формуле (32.35) достаточно заменить t на сумму наработок всех наблюдаемых объектов и $r(t)$ на суммарное число отказов этих объектов. Тогда формулы (32.35) и (32.36) можно представить в виде, привычном для практики контроля качества:

$$\hat{T}=NT_N/D,\ \hat{\mu}=D/(NT_N),$$

где N — число наблюдаемых объектов; T_N — продолжительность испытаний каждого из них; D — число отказов, наступивших за время испытаний.

Интервальные оценки показателей надежности

Точечные оценки показателей надежности являются случайными величинами. Их значения зависят от размера выборок и продолжительности испытаний. При фиксированном объеме испытаний значения оценок, вообще, изменяются от одного испытания к другому. Для более полного оценивания показателей надежности используют интервальные оценки, которые характеризуют уровень доверия к получаемым результатам.

Доверительным интервалом оцениваемого параметра θ называют интервал $[\theta_1,\ \theta_2]$, который с заданной вероятностью $1-\alpha$ накрывает истинное значение параметра. Таким образом, имеет место равенство

$$P\{\theta\in[\theta_1,\ \theta_2]\}=1-\alpha. \quad (32.37)$$

Доверительный интервал характеризует точность оценки параметра; значение $1-\alpha$, называемое *доверительной вероятностью*, характеризует надежность оценки.

Условие (32.37) можно представить в виде

$$\hat{\theta}-\theta_{\alpha_1}\leqslant\theta\leqslant\hat{\theta}+\theta_{\alpha_2}, \quad (32.38)$$

где α_1 и α_2 — вероятности выхода параметра θ из доверительного интервала через нижнюю и верхнюю границы соответственно; $\theta_{\alpha_1}+\theta_{\alpha_2}=\theta_2-\theta_1$, $\alpha_1+\alpha_2=\alpha$.

Зависимость (32.38) показана на рис. 32.12. Типичное значение доверительной вероятности $1-\alpha=0{,}9$ при $\alpha_1=\alpha_2=0{,}05$. В этом случае интервал $[\theta_1,\ \theta_2]$ называют 90%-ным доверительным интервалом для параметра θ.

Чтобы найти значения θ_{α_1} и θ_{α_2}, необходимо иметь априорную информацию о свойствах оцениваемой величины. Например, если эта величина распределена нормально с известной дисперсией σ^2, то

$$\hat{\theta}-(u_{1-\alpha_1}\sigma)/N^{1/2}\leqslant\theta\leqslant\hat{\theta}+(u_{1-\alpha_2}\sigma)/N^{1/2}, \quad (32.39)$$

где u_γ — квантиль нормированного распределения, т. е. корень уравнения $\Phi(u_\gamma)=\gamma$. При этом функцию $\Phi(u)$ определяют согласно выражению (32.29).

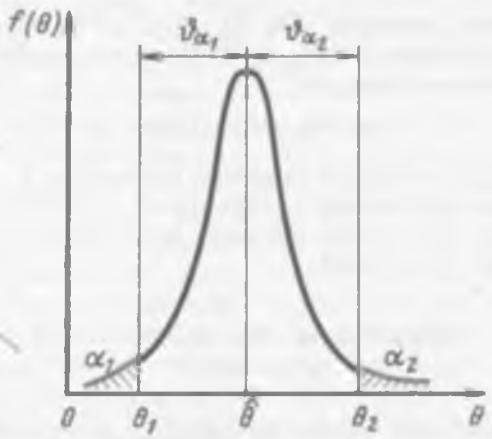


Рис. 32.12. Границы доверительного интервала θ_1 и θ_2, а также вероятности α_1 и α_2 для показателя надежности θ на графике плотности вероятности $f(\theta)$

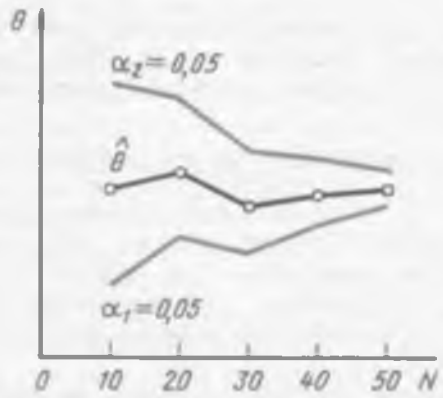


Рис. 32.13. Примерная зависимость ширины доверительного интервала для показателя надежности θ от объема выборки N:
$\hat{\theta}$ — точечная оценка показателя

Формула (32.39) может быть использована, например, для статистической оценки средней наработки до отказа. Распределение этой оценки, как следует из формулы (32.33), с увеличением N приближается к нормальному.

Для средней наработки на отказ, точечная оценка которой дана формулой (32.35), в предположении экспоненциального распределения (32.11) имеем интервальную оценку

$$(2NT_N)/\chi^2_{\alpha_1}(2D) \leqslant T \leqslant (2NT_N)/\chi^2_{1-\alpha_2}(2D), \tag{32.40}$$

где $\chi^2_\gamma(n)$ — квантиль γ^2-распределения с n степенями свободы. Функция этого распределения вводится по формуле

$$F(\chi^2; n) = \frac{(\chi^2)^{(n/2)-1}}{2^{n/2}\Gamma(n/2)} \int_0^{\chi^2} \exp\left(-\frac{z^2}{2}\right) d(z^2).$$

Формулы (32.35) и (32.40) можно применять также при неодинаковой продолжительности испытаний объектов, образующих выборку. Для этого в формулах достаточно заменить NT на суммарную наработку $S_N = t_1 + \ldots + t_N$.

Из формул (32.39) и (32.40) видно, что при заданных α_1 и α_2 ширина доверительного интервала с увеличением объема выборки уменьшается, т. е. оценка становится более надежной. Это проиллюстрировано на рис. 32.13. Более подробные рекомендации по статистической обработке результатов испытаний и эксплуатационных данных содержатся в руководствах [1, 5, 8].

Контрольные испытания на надежность

Цель контрольных испытаний состоит в проверке соответствия объекта требованиям по надежности. В сущности, этот контроль проводят и при определительных испытаниях. В отличие от последних, в контрольных испытаниях (во всяком случае при истолковании их результатов) участвуют две стороны. Одну сторону представляет заказчик или потребитель, другую — разработчик, изготовитель или поставщик. В дальнейшем для краткости называем эти стороны заказчиком и поставщиком.

Интересы заказчика и поставщика, как правило, противоположны. Заказчик заинтересован в получении продукции высокой надежности. Поставщик обычно ограничен в средствах повышения надежности, в выборе материалов, комплектующих изделий и т. п. Повышение надежности редко бывает возможным без увеличения себестоимости продукции. Таким образом, *планирование контрольных испытаний* включает нахождение рационального компромисса между интересами заказчика и поставщика. К этому следует добавить, что объем контрольных испытаний обычно ограничен. О соответствии требованиям по надежности часто приходится судить по результатам испытаний малых выборок и (или) при относительно малых значениях суммарной наработки.

Обработка результатов контрольных испытаний и вынесение решения о соответствии (несоответствии) продукции требованиям по надежности проводится методами математической статистики. Этому кругу проблем посвящены два ее родственных раздела — теория проверки статистических гипотез и теория статистических решений.

Поясним специфику планирования контрольных испытаний на примере. Пусть θ — показатель надежности, увеличение которого соответствует повышению уровня надежности, например вероятность безотказной работы или средняя наработка на отказ (пример противоположного типа дает интенсивность отказов или среднее время восстановления). Обозначим через $\theta_н$ нормативное значение показателя θ, через $\hat{\theta}$ — его точечную статистическую оценку, полученную по результатам испытаний некоторой выборки из партии объектов.

В принципе, партия считается удовлетворяющей требованиям по надежности и должна быть принята, если $\theta \geqslant \theta_н$, и забракована, если $\theta < \theta_н$. Но истинное значение показателя θ для данной партии остается не известным. Решая вопрос о соответствии или несоответствии требованиям по надежности на основании неравенств $\hat{\theta} \geqslant \theta_н$ и $\hat{\theta} < \theta_н$, мы рискуем допустить одну из двух ошибок. Во-первых, для партии, удовлетворяющей требованиям по надежности, может оказаться, что $\theta < \theta_н$. Тогда эта партия будет ошибочно отвергнута. Вероятность такой ошибки $\alpha = P\{\hat{\theta} < \theta_н | \theta \geqslant \theta_н\}$ называют *риском поставщика*. Во-вторых, может возникнуть такая ситуация, что для партии, не удовлетворяющей требованиям по надежности, выборочное значение удовлетворяет неравенству $\theta \geqslant \theta_н$. В результате эта партия будет ошибочно принята. Вероятность такой ошибки $\beta = P\{\hat{\theta} \geqslant \theta_н | \theta < \theta_н\}$ называют *риском заказчика*. Обе стороны, очевидно, заинтересованы в том, чтобы снизить значения риска до минимума. Однако это потребует такого увеличения объема выборки и (или) продолжительности испытаний, что станет нецелесообразным с экономической и организационной точек зрения.

Теория статистических решений предоставляет обоснованные методы для выбора экономически целесообразных планов испытаний. При этом учитывается, что каждый эксперимент имеет стоимость, а за ошибочное решение (выносится ли оно в пользу заказчика или поставщика) приходится уплачивать штраф. Назначение теории — выбрать план экспериментов, способ обработки и процедуру принятия решений, которые минимизируют некоторую функцию, характеризующую суммарные потери. Среди этих методов наиболее популярен *метод последовательного анализа Вальда*, при котором объем испытаний заранее не назначают. Испытания продолжают до тех пор, пока полученная информация не станет достаточной для вынесения обоснованного вывода. По сравнению с классическими процедурами метод Вальда дает возможность сократить объем испытаний в среднем почти в 2 раза.

Метод последовательного анализа проиллюстрирован на рис. 32.14. Для примера взят контроль надежности по средней наработке на отказ T восстанавливаемого объекта. По горизонтальной оси отложена суммарная наработка при испытаниях S, по вертикальной оси — число отказов r. Линия $r = r_α = (S/T_н) - \Delta r_α$ соответствует уровню приемки, линия $r = r_β = (S/T_н) + \Delta r_β$ — уровню браковки, где $T_н$ — нормативное значение средней наработки на отказ; $\Delta r_α$ и $\Delta r_β$ определяют с учетом принятых значений риска α и β. Испытания продолжают до тех пор, пока значения функции $r(S)$ лежат в области $r_α < r < r_β$. Если в ходе испытаний значения функций $r(S)$ попадают в область $r < r_α$, то принимают решение о приемке всей партии. Этому случаю соответствует линия *1*. Если функция $r(S)$ выходит в область $r > r_β$ (линия *2*), то партию бракуют.

Объем испытаний обычно ограничен как по длительности (вертикальная линия), так и по числу отказов (горизонтальная линия). Если испытания прерваны из-за достижения этих границ (линия *3*), то для принятия решений проводят дополнительную экспертизу, в частности, с участием третьей стороны. Иногда используют следующее правило: партию принимают или отвергают в зависимости от расположения точки до

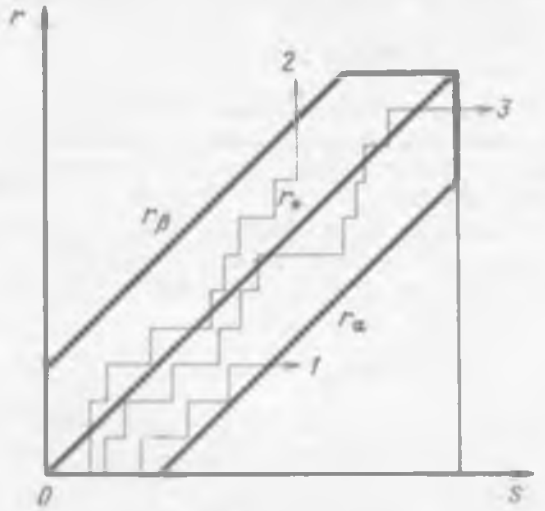


Рис. 32.14. Последовательный анализ контроля надежности на плоскости «суммарная наработка S — число отказов r»:

$r_α$ — уровень приемки; $r_β$ — уровень браковки; $r_н$ — уровень, соответствующий нормативному уровню надежности

стижения границы по отношению к некоторой средней линии. Такой линией может быть прямая $r = r_* = S/T_*$, отвечающая равенству точечной оценки средней наработки на отказ нормативному значению этой наработки.

Справочные данные по планированию контрольных испытаний и обработке их результатов можно найти в [5, 7, 8]. Значения риска α и β обычно принимают равными 0,05 или 0,1. При установлении уровней приемки $\theta_п$ и браковки $\theta_б$ по соглашению между заказчиком и поставщиком учитывают априорную информацию о надежности объекта, а также статистические данные, полученные при определительных испытаниях.

Контрольные испытания на надежность усложняются при необходимости одновременного учета нескольких показателей надежности. Для решения возникающих при этом задач используют методы многофакторного статистического анализа, статистического планирования экспериментов, а также теорию статистических решений для многомерного случая [1, 5]. Другая область, где контрольные испытания затруднены, — малосерийные и уникальные объекты. Для этих объектов статистические методы в значительной мере утрачивают смысл. На первый план выходят физические методы контроля надежности: анализ изменения измеримых параметров во времени, неразрушающие методы, а также сочетание контрольных испытаний элементов с численно-аналитическим прогнозированием поведения объекта в эксплуатационных условиях [8].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Байхельт Ф., Франкен П.** Надежность и техническое обслуживание. Математический подход: Пер. с нем. М.: Радио и связь, 1988. 392 с.

2. **Болотин В. В.** Методы теории вероятностей и теории надежности в расчетах сооружений. М.: Стройиздат, 1982. 351 с.

3. **Болотин В. В.** Прогнозирование ресурса машин и конструкций. М.: Машиностроение, 1984. 312 с.

4. **Болотин В. В.** Случайные колебания упругих систем. М.: Наука, 1979. 336 с.

5. **Гнеденко Б. В., Беляев Ю. К., Соловьев А. Д.** Математические методы в теории надежности. М.: Наука, 1965. 524 с.

6. **Кесслер Г.** Ядерная энергетика: Пер. с англ. М.: Энергоатомиздат. 1986. 264 с.

7. **Надежность** и эффективность в технике. Справочник в 10 т./Ред. совет.: В. С. Авдуевский (пред.) и др. Т. 1. Методология. Организация. Терминология/Под ред. А. И. Рембезы. М.: Машиностроение, 1986. 224 с. Т. 2. Математические методы в теории надежности и эффективности/Под ред. Б. В. Гнеденко. М.: Машиностроение, 1987. 280 с.

8. **Надежность** технических систем: Справочник/Ю. К. Беляев, В. А. Богатырев, В. В. Болотин и др.; Под ред. И. А. Ушакова. М.: Радио и связь, 1985. 608 с.

9. **Проблемы** надежности и ресурса в машиностроении/Под ред. К. В. Фролова и А. П. Гусенкова. М.: Наука, 1986. 247 с.

10. **Решетов Д. Н., Иванов А. С., Фадеев В. З.** Надежность машин. М.: Высшая школа, 1988. 238 с.

11. **Хазов Б. Ф., Дидусев Б. А.** Справочник по расчету надежности машин на стадии проектирования. М.: Машиностроение, 1986. 224 с.

12. Data Processing Vocabulary. Section 14. Reliability, Maintenance and Availability. Geneva: ISO 2382, 1978. 16 p.

13. Gooddell F. S. Reliability and maitainability by design: A blueprint for success.// Journal of Aircraft, V. 24. N 8, 1987. P. 481—483.

14. International Electrotechnical Vocabulary. Dependability and quality of service. Geneva: International Electrotechnical Commission, Publication 50(191). 1988. 61 p.

15. Kackar R. N. Taguchi's quality philosophy: analysis and commentary//Quality Assurance. Vol. 13. N 3. 1983. P. 65—71.

Глава 33
МЕТОДЫ ИСПЫТАНИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

33.1. ЦЕЛИ, ЗАДАЧИ И ВИДЫ ИСПЫТАНИЙ

Экспериментальные исследования и испытания занимают большое место в процессах разработки, создания и эксплуатации машин и определения их качества. Основные цели и виды экспериментальных исследований и испытаний машин зависят от требований, предъявляемых к качеству и техническим параметрам машин, условиям их проектирования, производства и эффективной эксплуатации.

Важным этапом является разработка общих требований к испытаниям, которые конкретизируют для машин данного функционального назначения. К таким требованиям относятся следующие:

системный подход к организации испытаний и использованию ресурсов;

правильный выбор критериев для оценки и прогнозирования качества продукции (с учетом стандартов, социальных, экологических требований, вкусов потребителя);

комплексность и оптимальное планирование испытаний;

воспроизведение реальных условий эксплуатации;

автоматизация операций испытания, контроля и диагностирования, мониторинг;

обеспечение заданной точности результатов (измерений, обработки и интерпретации данных, контроля продукции);

оперативность получения и наглядность информации, простота интерпретации;

сочетание натурных испытаний с математическим моделированием, а в ряде случаев и с адаптацией и прогнозированием;

статистические методы обработки данных;

минимизация риска от последствий отказов оборудования и неправильных действий персонала;

безопасность персонала, учет эргономических требований;

экономичность, учет ресурсов при выборе методов и необходимого оборудования;

обучение персонала и контроль за корректностью принимаемых решений и измерений.

Системный подход предполагает одновременную разработку методов испытаний для всех этапов жизненного цикла машины, согласование основных измеряемых параметров, формы представления полученной информации для хранения ее в банках данных и последующего обмена между кон-

Составляющие системы машин							
Материалы, полуфабрикаты	Детали, сочленения, кинематические пары	Механизмы, узлы, агрегаты	Технологические системы, инструмент	Датчики, измерительные системы	Системы управления	Машины	Комплекс машин
1	2	3	4	5	6	7	8

Исследование и испытание			
Имитационное моделирование	Математическое моделирование	Натурное и полунатурное моделирование	Натурные исследования и испытания
3, 4, 7, 8	3, 6	2, 3, 4, 6, 7, 8	1–8

Место проведения испытаний					
В конструкторских бюро	В заводских лабораториях	На сборочных участках	На полигонах, полевые, летные, дорожные и др.	В эксплуатационных условиях	В ремонтных подразделениях
1–7	1–7	3–8	7, 8	7, 8	3–7

Параметрические виды испытаний									
Прочностные	Трибологические	На надежность	Кинематические	Динамические	На виброустойчивость	Точностные	На управляемость, перенастраиваемость	По технике, безопасности, эргономические и др. специальные	Комплексные
1–4, 7	1, 2, 3, 7	2–8	3, 7	3–7	3, 4, 7	3, 4, 7, 8	7, 8	4–8	7, 8

Рис. 33.1. Виды и место проведения испытаний составляющих частей системы машин (цифрами зашифрованы различные составляющие системы машин)

структорскими бюро, заводами, производящими машины, и потребителями. При этом машину или комплекс машин рассматривают как систему и предполагается раздельный сбор информации по результатам испытаний ее составляющих частей (рис. 33.1). При этом учитываются результаты различных видов параметрических испытаний.

Критерии качества выбирают с учетом требований стандартов, опыта эксплуатации и испытаний машин аналогичного назначения, социальных и экологических требований, вкусов потребителя, определяющих спрос на машины. Правильность выбора критериев качества определяет оптимальный выбор набора измеряемых параметров.

Комплексность испытаний позволяет более точно учесть реальные условия эксплуатации машины, снижает их длительность, а в ряде случаев и трудоемкость. Комплексный подход предполагает одновременный учет требований операций исследований, контроля, диагностирования и управления с целью сокращения объема испытаний и необходимого оборудования.

Комплексность испытаний требует в ряде случаев искусственного воспроизведения реальных условий испытаний (рис. 33.2) (тепловых, вибрационных, силового нагружения, подачи электрических сигналов).

Необходима автоматизация испытаний с использованием микропроцессорных средств, в частности мониторинг, позволяющий управлять экспериментом и наглядно представлять информацию.

Автоматизация испытаний явилась универсальным средством выполнения следующих требований: обеспечения оперативности получения и интерпретации данных, встройки моделирующих устройств в системы управления, решения задач оптимизации, планирования эксперимента, повышения безопасности работы, экономичности и др. Автоматизация производства машин и процессов испытаний создает новые условия работы обслуживающего персонала, повышает объективность оценки состояния машин и позволяет с помощью данных контроля и диагностики, выполняемых с помощью встроенных и внешних систем, обучать персонал более эффективной эксплуатации машин. Большой объем дополнительной информации и ее автоматизированный логический анализ позволяют совершенствовать процесс принятия решений и систему управления машиной.

Основные задачи испытания машин следующие:

подбор пар трения, комплексное изучение прочности и износостойкости деталей, уточнение их конструктивных форм, методов упрочнения поверхности, технологии изготовления;

сравнительные испытания на надежность и долговечность подсистем, узлов, агрегатов в условиях, приближенных к производственным; разработка рекомендаций для конструктора;

комплексные стендовые испытания, включая испытания на надежность и долговечность, опытных и первых образцов серийно выпускаемых машин с целью определения основных рабочих характеристик и параметров, уточнения методов регулировки и обслуживания, проверки контролепригодности, качества изготовления и сборки, предельных режимов, допускаемых условиями надежности и безотказности;

полигонные и эксплуатационные испытания машин с целью уточненного исследования влияния рабочих нагрузок и внешней среды, разработки рекомендаций по правилам обслуживания, диагностирования, безопасности, периодичности профилактических работ;

уточнение и проверка паспортных данных, сопоставление их с отечественными и международными нормами;

разработка методов поузлового и общего контроля и диагностирования машин данного типа в процессе их производства в стен-

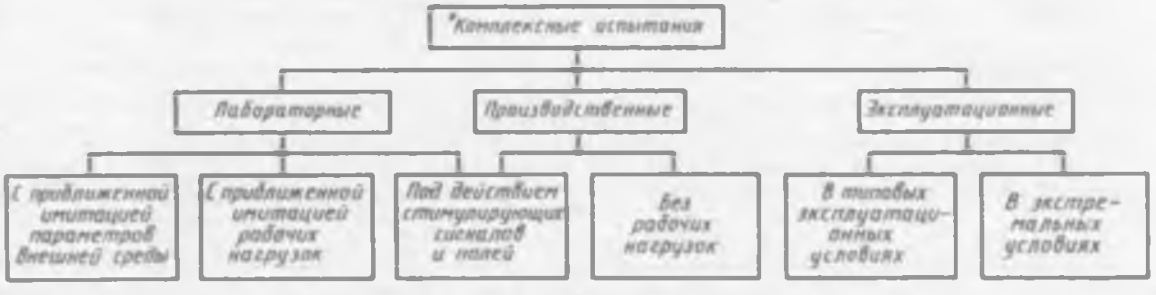


Рис. 33.2. Виды комплексных испытаний

довых и цеховых условиях, правил проверки правильности функционирования, точности, юстировки, регулировки, калибровки измерительных систем и систем управления;

ускоренные комплексные диагностические испытания стационарно устанавливаемых машин в производственных помещениях заказчика после их транспортирования с целью сокращения сроков их освоения, выявления скрытых дефектов и регулировки по объективным данным;

уточнение периодичности диагностирования, сроков и объема выполнения ремонтных работ, способов проверки качества ремонта;

получение данных для обобщения опыта производства и эксплуатации машин с целью дальнейшего совершенствования их конструкции, совершенствования методов и средств их управления, испытания, контроля и диагностирования.

Для технологических машин, у которых контролируется производимая продукция и диагностируется технологический процесс, к числу задач испытаний относится поддержание всей производственной системы обеспечения качества продукции.

Для каждого вида машин ставят много дополнительных задач, которые должны быть решены экспериментальными методами, в частности задачи уточнения условий адаптации к внешней среде (воздушной, водной, дорожному полотну, обрабатываемой почве, климатическим условиям и др.), связанные с особыми условиями техники безопасности, комфортности, свойствами применяемых в технологическом процессе материалов, внешних воздействий (силовых, лучевых, тепловых, химических).

Методы неразрушающего контроля широко применяют в производственных, а для машин, работающих при тяжелых режимах, и в эксплуатационных условиях [11]. К ним относятся дефектоскопические, структуроскопические и томографические методы контроля (рис. 33.3). Последние близки по применению к медицинской диагностике и получают за последнее время ускоренное развитие.

Наибольшие трудности возникают при разработке *методики ускоренных испытаний*, требующей трудоемкой подготовительной работы. При форсированных режимах испытаний и расчете показателей надежности далеко не всегда удается прогнозировать внезапные отказы и определять адекватность полученных показателей надежности таким же показателям для нормальных режимов. Еще более затруднен расчет коэффициентов ускорения и показателей при варьируемых условиях испытаний.

Возможность ошибок в определении показателей надежности при нормальных режимах уменьшается при введении в технологию заводских испытаний операций диагностирования. Повышение однородности свойств испытываемых образцов и исключение части внезапных отказов, связанных со скрытыми дефектами, позволяет не только увеличить статистическую достоверность полученных результатов, но и дает возможность уменьшить число образцов машин, обеспечивая значительную экономию средств.

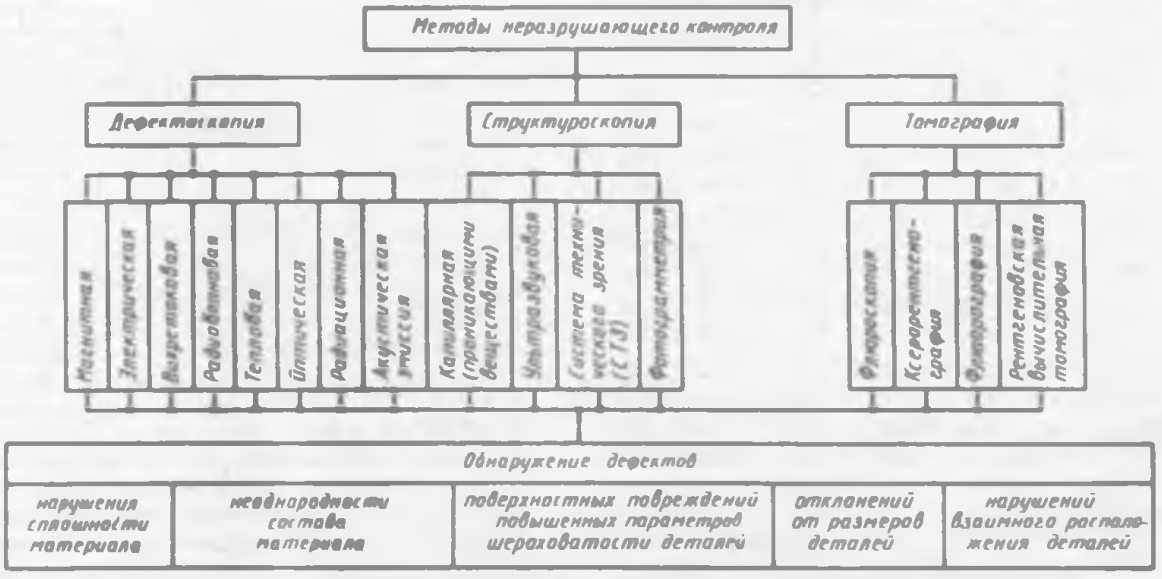


Рис. 33.3. Методы неразрушающего контроля для обнаружения дефектов

При ускоренных режимах испытаний обычно определяют показатели:

безотказности (число отказов на 1000 ч наработки);

долговечности (ресурс, срок службы до капитального ремонта);

ремонтопригодности (время восстановления, трудоемкость ремонта).

В качестве примера рассмотрим испытания на ускоренных режимах промышленных роботов (ПР) (табл. 33.1.). Испытания начинают при нормальных режимах T_c, U_c, f, A, изменяя в обычных пределах v, l, φ, m ($T_н$=650 ч) (этап 1). Затем на том же этапе 1 форсируют v и m ($K_у$=2,5 . . . 3,15), резко уменьшая срок обслуживания ПР. Тест-программа предусматривает также изменение числа включений и выключений в единицу времени. Сочетания наиболее сильно влияющих на надежность внешних факторов, принятые при проведении эксперимента, приведены в табл. 33.2.

33.1. Средние значения коэффициента ускорения $K_у$, оценки ресурса и суммарная наработка $T_н$ промышленных роботов

№ этапа	Изменяемый параметр	$K_у$	$T_н$, ч	Срок обслуживания t, ч
1 тест-программа	v, l, φ, m	1	650	50 (ПР) 100 (ПР) 500 (ПР) 200 (СУ) 100 (СУ)
	v, m	2,5—3,15	600	15 (ПР)
2	T_c, U_c, f, A	4,2	600	30 (ПР) 140 (ПР) 55 (СУ) 110 (СУ)
3	T_c, U_c, f, A	3,15 4,2	250	30 (ПР) 140 (ПР) 55 (СУ) 110 (СУ),
4	T_c, U_c, f, A	3,15 7,25	200	15 (ПР) 25 (ПР) 115 (ПР) 95 (СУ)
5	T_c, U_c, f, A	3,15 33,5	200	10 (ПР) 20 (ПР) 90 (ПР) 70 (СУ)

Примечание. ПР — промышленный робот, СУ — система управления; T_c — температура окружающей среды; U_c — напряжение питающей сети; f — частота; A — амплитуда колебаний; v — скорость схвата; l и φ — линейные и угловые перемещения руки; m — масса груза, зажатого в схвате.

В табл. 33.1 приведены пределы изменения коэффициентов ускорения $K_у$=1 . . . 33,5, суммарная наработка $T_н$=3150 ч (для оценки долговечности принимали $T_н$=6900 ч). Сроки обслуживания t механической части ПР и системы управления различны. По значениям $K_у$ видно, что на этапах 1—4 на ускорение испытаний существенно влияли обе группы параметров.

На этапе 5 — заключительном 50 % времени занимают испытания при значениях внешних факторов, в 2 раза превышавших допустимое по техническим условиям, что привело к резкому возрастанию $K_у$=33,5. Периодический контроль значения и характера изменения скорости, ускорения, колебаний и точности позиционирования схвата ПР позволяет следить за развитием дефектов и увеличением динамических нагрузок, выявлять физические причины их возникновения, проверять паспортные характеристики и эффективность проводимых профилактических и ремонтных работ, что особенно актуально на этапах 4 и 5, где $K_у$=3,15 . . . 33,5 и объект может быть доведен до разрушения. Здесь срок обслуживания не превышает 115 ч.

33.2. План проведения эксперимента

Режим	Значение параметра		
	$\delta T_н$	δU_c	$\delta f = \delta A$
1	+1	+1	0
2	+1	−1	0
3	−1	+1	0
4	−1	−1	0
5	0	0	+1
6	−1	0	+1
7	+1	0	+1
8	0	+1	+1
9	0	−1	+1

Примечание. $\delta T_н$, δU_c, δf, δA — относительные отклонения изменяемых параметров соответственно температуры окружающей среды, напряжения питающей сети, вибрационных параметров (частоты f, амплитуды A); +1 — максимальное значение параметра; −1 — минимальное значение параметра.

Прогнозирование надежности требует разработки математических моделей для расчета показателей надежности и статистических испытаний. При построении моделей учитывают следующее:

физическая природа отказов элементов машины, результаты изучения процессов и факторов, приводящих к отказам и старению (развитию трещин, изнашиванию, деформированию, коррозии рабочих поверхностей);

данные о надежности аналогов и комплектующих изделий;

разделение отказов машины на внезапные и постепенно развивающиеся и определение их удельного веса при ресурсных испытаниях;

выделение при ускоренных испытаниях основных параметров и характеристик, влияющих на показатели надежности;

изучение спектров нагрузок и режимов работы при определительных и контрольных эксплуатационных испытаниях. По результатам испытаний разрабатывают: математические модели прогнозирования различных видов отказов;

методы расчета надежности ансамблей (узлов и всей машины) по результатам испытаний элементов;

методы прогнозирования надежности на основе сокращенных ресурсных испытаний (по начальным участкам зависимостей параметров от времени);

модели статистических испытаний для учета спектров нагрузок и режимов работы.

33.2. СОСТАВЛЕНИЕ ПРОГРАММЫ И ПЛАНИРОВАНИЕ ИСПЫТАНИЙ

После формулировки целей и задач испытаний по принципиальному выбору и улучшению конструкции машины, выбору материалов, совершенствованию технологии изготовления, сборки, контроля, составлению паспортных данных, сертификации, уточнению режимов эксплуатации, условий работы оператора, улучшению качества диагностирования и ремонта и предварительного изучения условий функционирования машин-аналогов, их механических характеристик и ресурса составляют программу испытаний.

Программа испытаний содержит наиболее важные сведения об объекте испытаний (по технической документации), сведения о параметрах и характеристиках аналогов (по результатам испытаний, по банку данных), методику и состав технических средств испытаний.

Важное значение имеет разработка *алгоритма испытаний*. При этом используют данные об основных параметрах, выбранных при разработке методики, дополнительных параметрах (например, синхронопараметре, необходимом для сопоставления и обработки данных о нескольких параметрах), числе точек измерения, диапазонов частот процессов, метода получения и обработки информации (табл. 33.3).

В алгоритм включают операции подготовки объекта к испытаниям, подачу в случае необходимости стимулирующих (возмущающих) внешних воздействий, изменение режимов испытаний (детерминированное или стохастическое), выбор числа измерений при каждом сочетании режимов в соответствии с планом эксперимента. Этот этап включает непрерывное или дискретное измерение параметров объекта испытаний и среды, которое осуществляется с помощью встроенных и внешних средств. Полученные сигналы в случае необходимости усиливаются и преобразуются.

Следующий этап испытаний — анализ полученной информации, расчет и построение требуемых показателей качества, диагностических данных и характеристик. При выполнении контрольных операций сравниваются сигналы. В общий алгоритм автоматизированных испытаний включают также алгоритмы оценки части характеристик (их восстановление, идентификация). Предусматривается коррекция управляющих сигналов в системах адаптации, при автоматизации уточнения программы испытаний. В общий алгоритм испытаний может быть также включен алгоритм диагностирования объекта или его узлов (формирование диагностических признаков, эталонов, их классификация, набор решающих правил, постановка диагноза).

Планирование эксперимента основано на рандомизации условий его проведения, которые частично считаются случайными величинами. Применяют различные неполноблочные сбалансированные планы: латинский и греко-латинский квадраты, кубы. Рассмотрим планирование эксперимента для промышленного робота. Ставят задачу — усреднить результаты экспериментального исследования четырех роботов при различной массе грузов A, B, C, Д, зажатых в схвате, в узком диапазоне скоростей v_1, v_2, v_3, v_4. В этих условиях целесообразно использовать греко-латинский квадрат (табл. 33.4).

Этот план включает проведение 16 экспериментов. Если известно, что функциональ-

33.3. Методы моделирования и испытаний машин

Метод	Особенности	Пример применения
Конечных элементов	Расчет напряженного состояния	Определение напряжений и деформаций деталей и конструкций
Моделирования динамики движения	Использование системы нелинейных дифференциальных уравнений движения, записанных для многомассовой системы	Определение характера изменения кинематических и силовых параметров механизмов, допусков на параметры
Моделирования устойчивости	Использование системы дифференциальных уравнений с периодически изменяющимися коэффициентами	Определение устойчивости механизмов и конструкций
Условного осциллятора	Частный метод: использование условного осциллятора для анализа частотных характеристик	Определение условий виброустойчивости механизмов
Сравнения с эталоном	Возможность контроля параметров машин и продукции, заданных технической документацией	Оценка адаптивных систем управления, контроль точности обработки, законов движения, диагностирование машин
Предельных состояний	Частный метод: определение условий функционирования	Обеспечение безопасности, защита механизмов от перегрузок
Сравнения с эталонной зависимостью	Возможность контроля и диагностирования процесса функционирования машин и характеристик механизмов и привода	Определение зависимости параметров механизмов от времени, построение циклограммы, динамограммы
Кинематометрический	Частный метод: определение рассогласований углов поворота входного и выходного звеньев	Выявление погрешностей изготовления, сборки, деформаций и износа зубчатых и винтовых передач
Надежность обеспечения точностных параметров	Определяют область значений параметров, при которых обеспечивается заданная точность. Отказом считается выход хотя бы одного параметра за эту область	Определение точности металлорежущих станков, у которых она существенно влияет на надежность

ная зависимость представляет произведение функций независимых переменных типа степенных зависимостей, то целесообразно проведение многофакторного эксперимента.

33.4. План проведения эксперимента

ПР	Скорость руки			
	v_1	v_2	v_3	v_4
1	1А	2В	3Д	4С
2	3В	4А	1С	2Д
3	2С	1Д	4В	3А
4	4Д	3С	2А	1В

По сравнению с латинским квадратом этот метод планирования позволяет уменьшить число экспериментов. Часто применяют также метод случайного поиска.

При разработке алгоритмов прогнозирования, основанных на экстраполяции, применяют регрессионные модели и метод наименьших квадратов. В ряде случаев алгоритмы проверяют на стадии обучения, используя результаты контроля и диагностирования объекта, результаты моделирования процессов деградации и старения. Эти результаты аппроксимируются полиномом интерполяции. Число точек контроля зависит от степени полинома. При применении регрес

сионных моделей возможна более точная экстраполяция данных и можно использовать меньшее число измерений при контроле.

Процедура испытаний состоит из следующих этапов:

разработка плана эксперимента, календарного плана испытаний;

организация подготовки объекта к испытаниям: проверка комплектности, при стационарных испытаниях проверка правильности установки на стенде или на фундаменте, выполнения требований техники безопасности, наличия оснастки, датчиков, аппаратуры вычислительной техники, проверка их технического состояния, юстировка и калибровка датчиков, организация рабочего места экспериментатора;

подача внешних сигналов, воздействий в ходе проведения испытаний, изменение трассы, маневрирование, изменение режимов работы объекта;

переналадка объекта испытаний, установка и подключение датчиков и аппаратуры в соответствии с планом эксперимента;

наблюдение за ходом эксперимента и изменение разработанного плана в случае необходимости (изменение по полученным статистическим характеристикам числа повторных измерений, ограничение диапазонов изменения параметров по условиям прочности или безопасности в связи с внешними условиями);

наблюдение экспериментатора за объектом испытаний с целью проверки правильности функционирования объекта, хода эксперимента, контроля технического состояния объекта особенно при предельных режимах испытаний, а при автоматизированном эксперименте в случае необходимости;

принятие решений о подключении дополнительных датчиков, замене аппаратуры при получении неясных результатов, противоречащих ожидавшимся по расчету и моделированию;

документирование результатов эксперимента и особенностей его проведения (состояния окружающей среды, аппаратуры, сроков и причин отказов, видов и продолжительности регулировочных и ремонтных работ, причин отклонений от плана экспериментов);

передача данных по линиям связи или непосредственно самим экспериментатором для дальнейшей обработки в вычислительном центре или на более высоком уровне системы управления объектом, анализ всех полученных данных;

принятие решений о повторных испытаниях или об увеличении числа испытываемых объектов.

33.3. МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ИСПЫТАНИЙ

При проектировании машин необходимо предусматривать возможность встраивания, подключения или временной установки средств испытаний. Выбор средств зависит от вида и места проведения испытаний. При выборе методов и средств учитывают конструктивные особенности машины, требования к полноте и достоверности контроля, ограничения по трудоемкости, срокам выполнения и стоимости испытаний, а также уровень квалификации персонала и условия его работы.

Методы испытаний призваны реализовать поставленные цели; они характеризуют путь исследования и совокупность приемов использования различных принципов и средств измерения. Ввиду сложности целей при испытании машин используют совокупность большого числа методов. Их делят на методы моделирования (натурного и численного) и методы натурных испытаний.

Методы численного моделирования применяют при расчете напряжений и деформаций. К ним принадлежит часто применяемый метод конечных элементов (см. табл. 33.3). Методы моделирования динамики механизмов основаны на системе дифференциальных уравнений движения, записанных для многомассовой системы. При моделировании устойчивости механизмов широко используют системы дифференциальных уравнений с периодически изменяющимися коэффициентами, при исследовании частотных характеристик анализируют динамические модели методом условного осциллятора. Виброакустические сигналы могут быть описаны полигармонической моделью.

Методы натурных испытаний указаны в табл. 33.3. Некоторые из них делят на несколько частных методов. Например, широко применяемый кинематометрический метод является частным случаем метода сравнения с эталоном. Эффективно его совместное использование с виброакустическими измерениями, что дает возможность более точно определить причины возникающих рассогласований углов поворотов входного и выходного звеньев механизмов.

Метод точностной надежности, разработанный А. С. Прониковым, основан на предположении, что решающее влияние на надежность технологической системы оказывает

33.5. Применение датчиков внутренней информации для регистрации параметров машин

Тип датчика	Параметры					
	тепловые	силовые	виброакустические	электрические	кинематические	геометрические
Резистивный	+	+	+	+	+	+
Тензорезистивный		+	+		+	
Пьезорезистивный		+	+		+	
Индуктивный		+	+	+	+	+
Емкостной		+	+	+	+	+
Трансформаторный		+		+		
Магнитоупругий		+ +	+ +		+	
Пьезооптический		+	+		+	
Виброчастотный		+	+			
Магниторезистивный		+	+	+		
Фотоэлектрический	+	+	+		+	+
Механотронный		+				+
На ПАВ-структурах		+	+		+	
Токовихревой					+	
Индукционный			+ +	+ +	+ +	
На преобразователях Холла			+ +	+ +		
Пьезоэлектрический		+ +	+ +		+ +	
Пьезорезонансный	+	+	+		+	
Термоэлектрический	+ +					
Терморезисторный	+				+	
Растровый					+	+
Оптоэлектронный	+	+	+			

Условные обозначения: + — параметрические датчики, + + — генераторные датчики.

точность обработки. Этот метод требует одновременного измерения большого числа параметров металлорежущего станка и технологической системы (перемещений, деформаций, биений, температуры, сил и др.). Для его реализации создают сложные и дорогостоящие стенды с большим количеством различной аппаратуры.

Наибольшее распространение получили методы сравнения с эталоном и с эталонной зависимостью, которые применяют при измерении самых различных параметров, характеризующих основные свойства машины или необходимых для ее диагностирования. Эти методы применяют также при разрушающем и неразрушающем контроле деталей. Путем обработки данных получают зависимости параметров машины друг от друга (АЧХ, АФЧХ, характеристики двигателей, зависимость деформаций от нагрева и др.), которые отличаются информативностью и часто используются для диагностирования.

Средства испытаний. В информационно-измерительных системах для измерения параметров машин применяют датчики, основанные на различных физических явлениях и эффектах. Наиболее распространенные типы датчиков приведены в табл. 33.5. Применяют датчики внутренней информации, встроенные в конструкцию машины, и внешние, используемые для проверки нахождения посторонних предметов в рабочей зоне, пространственного положения, параметров окружающей среды и т. д.

Контроль функционирования и оценка технического состояния машин некоторых видов наиболее просто обеспечивается путем применения датчиков температуры, позволяющих оценить тепловой режим машины. Большой информативностью обладают датчики, измеряющие внутренние напряжения в элементах конструкции механизмов и машин. К этому виду преобразователей относятся силомоментные датчики различных конструкций. Для контроля геометрических параметров деталей используют фотоэлектрические, оптоэлектронные датчики, датчики на основе поверхностных акустических волн (ПАВ-структуры), индуктивные, емкостные и др.

Достаточно широко применяют датчики вибраций для оценки устойчивости рабочих процессов в гидравлических системах при-

вода и системах смазки, подачи смазочного материала. Для контроля параметров рабочего процесса широко используют лазерные, ультразвуковые, датчики влажности [5—9] и специальные методы измерения температуры [13].

33.4. МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ МАШИН

Температурные показатели занимают важное место в комплексных и специализированных системах диагностирования, контроля и управления машин различного технологического назначения. По температурным показателям определяют виды отказов, связанные с нарушением условий нагружения и смазывания узлов, погрешностями изготовления и регулирования, нарушением условий эксплуатации, а также определяют возможности использования машины в технологическом цикле и готовность ее к работе. Кроме того, регулируют режимы работы машины при заданных значениях температурных показателей.

Для измерения температуры машин применяют различные методы (рис. 33.4), основанные на использовании термометрических свойств рабочего вещества, изменение которых связано с температурной известной зависимостью.

Датчики температуры. В системах испытания и диагностики машин датчики контактного типа занимают значительное место. Эти датчики встраивают в конструкцию узлов машин, они составляют первичные информационные звенья диагностических систем.

В автоматизированных системах испытания и диагностики к датчикам предъявляют высокие требования. Особое значение придается следующим показателям: миниатюрность, дешевизна, серийное производство, механическая прочность, стабильность характеристик, устойчивость к воздействиям внешней среды, достаточное быстродействие, унифицированный выходной канал.

В автоматизированное устройство для получения диагностической информации наряду с датчиками входят блоки питания, регулировочные и усилительные устройства, преобразователи вида информации (АЦП), линеаризирующие устройства, интерфейсные блоки для связи с ЭВМ (рис. 33.5, *а*).

Структурная схема температурно-частотного преобразователя, в котором производится прямое преобразование температуры в частоту выходного сигнала, показана на рис. 33.5, *б*. Такой преобразователь обладает лучшей помехозащищенностью по сравнению с преобразователями со схемами усиления постоянного тока, кроме того, упрощается интерфейс связи датчика с ЭВМ, так как отпадает необходимость использования сложных аналого-цифровых преобразователей.

Основным элементом схемы является интегратор, управляемый электронным ключом через времязадающую цепь с конденсатором большой емкости. Время заряда конденса

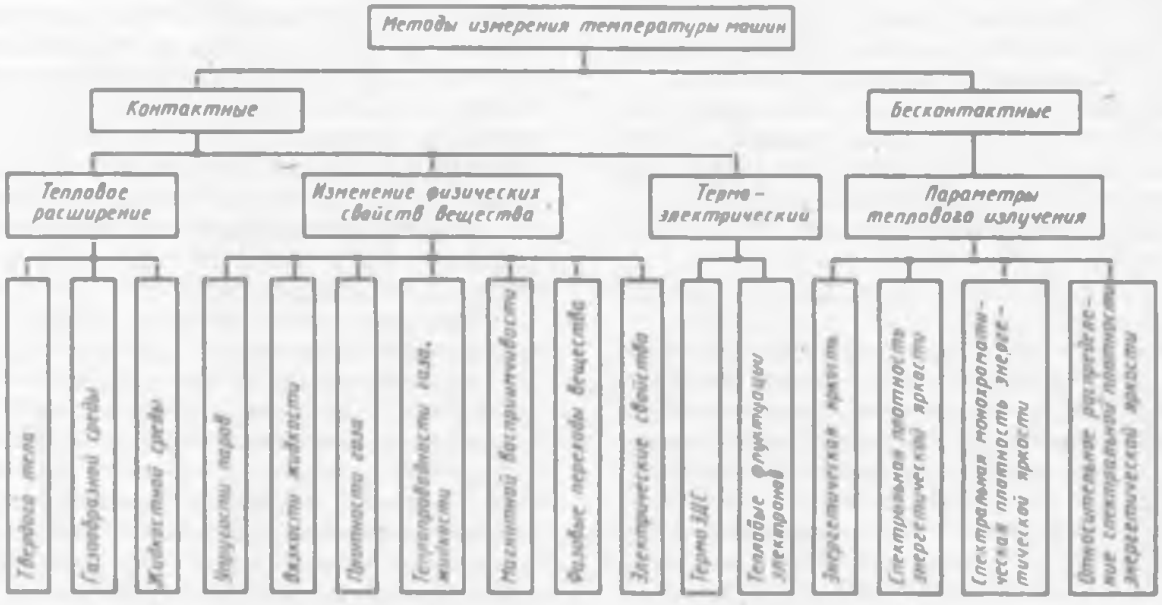


Рис. 33.4. Методы измерения температуры машин

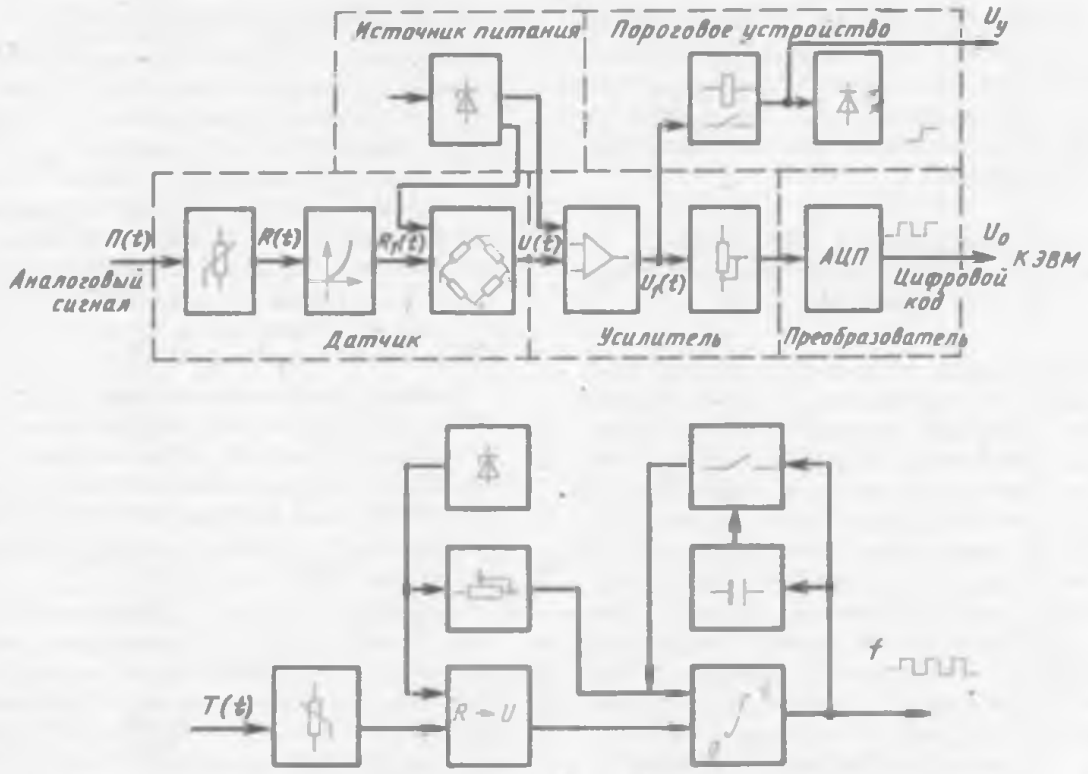


Рис. 33.5. Структурные схемы устройств с температурными датчиками

тора определяет частоту выходного сигнала и зависит от уровня напряжения на входе интегратора. Одно из напряжений опорное, другое зависит от показаний датчика температуры.

Конструкции приемных преобразователей температурных датчиков зависят от требований, предъявляемых к измерительному устройству при встраивании его в контролирующий объект, а также от условий размещения, диапазона измеряемых температур, допустимых погрешностей измерений.

Проводниковые терморезисторы выполняют из различных материалов. Наиболее часто используют платину, никель и медь. Сопротивление проволочного терморезистора при температурном воздействии

$$R_1 = R_0\left[1+\alpha\left(T_1-T_0\right)\right] = \rho_0\frac{l}{S}\left(1+\alpha\Delta T\right),$$

где T_0 — начальная температура, $T_0 = 18$ °С; T_1 — температура терморезистора при измерениях; α — температурный коэффициент сопротивления; ρ_0 — удельное сопротивление материала проводника при начальной температуре; l — длина проводника; S — площадь поперечного сечения проводника; $\Delta T = T_1 - T_0$ — перепад температур.

Термоэлектрические преобразователи широко применяют для измерения температур. Термо-ЭДС, которая создается различными термоэлектродами в паре с платиной при температуре рабочего слоя $T = 100$ °С, используется при конструировании термоэлектрических датчиков. При этом стремятся сочетать термоэлектроды, один из которых развивает с платиной положительную, а другой отрицательную термо-ЭДС. Рабочие спаи термопар располагают на черненом лепестке, поглощающем тепловое излучение, свободные концы — на массивном медном кольце. Благодаря массивности и хорошей теплоотдаче кольца осуществляется температурная стабилизация свободных концов термопары.

Полупроводниковые терморезисторы (ПТР) имеют малые габаритные размеры и высокое значение температурного коэффициента сопротивления. Характеристики некоторых типов ПТР приведены в [8].

Полупроводниковые приборы (диоды и транзисторы) применяют в датчиках температуры, работающих при температуре от −80 до +150 °С. Основным преимуществом термодиодов и транзисторов являются малые габаритные размеры, линейность рабочих характеристик, высокая чувствительность, взаимозаменяемость и небольшая стоимость. В преобразователях этого типа используют зависимость сопротивления $p-n$-перехода от температуры.

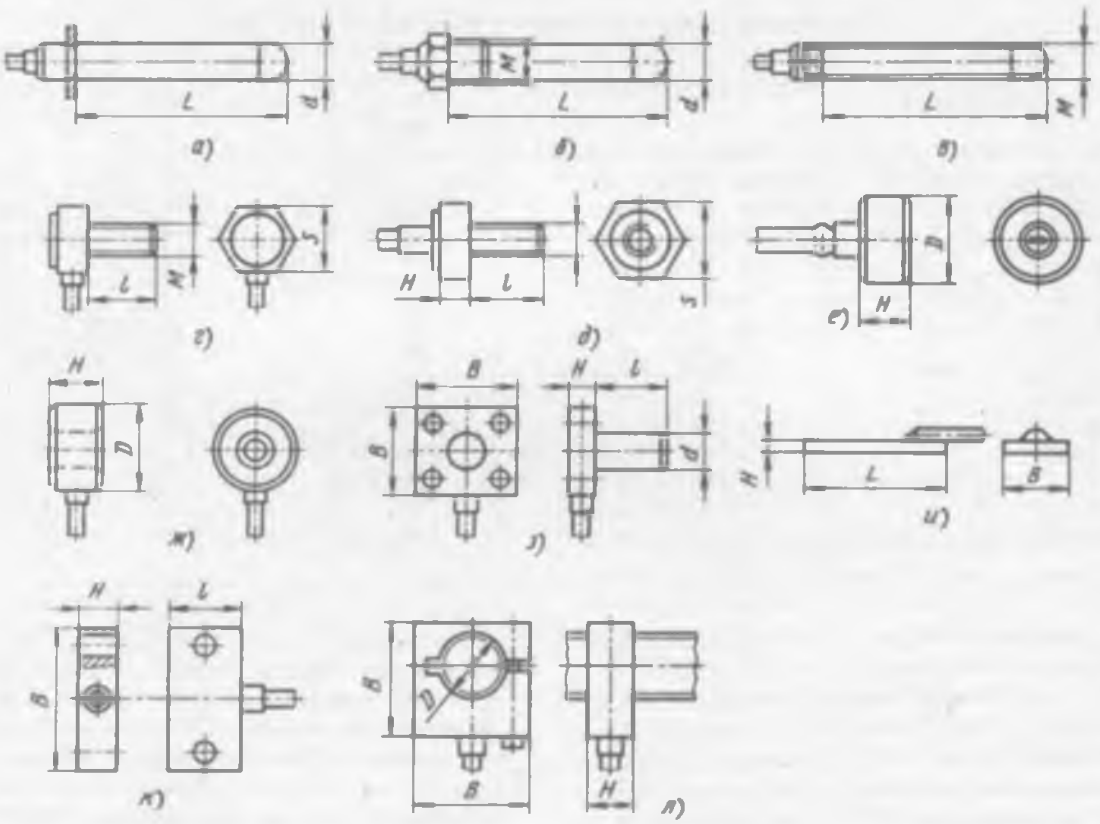


Рис. 33.6. Конструктивное оформление корпусов датчиков:
$D = 10 \ldots 100$ мм; $d = 6 \ldots 10$ мм; $L = 80 \ldots 150$ мм; $l = 10 \ldots 15$ мм; $M = 6 \ldots 12$ мм; $H = 3 \ldots 12$ мм; $B = 20 \ldots 120$ мм; $S = 10 \ldots 14$ мм

Конструкции датчиков температуры. Несмотря на разнообразие используемых принципов преобразования, можно установить общую структурную схему температурных датчиков. Они обычно состоят из преобразователя, имеющего термочувствительный элемент; базовой несущей детали, на которой расположен чувствительный элемент; контактной группы с внутренними проводниками и клеммниками; защитного чехла из теплопроводного материала; корпуса с элементами крепления датчика на объекте; разъема с внешними выводными проводниками.

В зависимости от целевого назначения машины и особенностей условий эксплуатации конструкции датчиков могут значительно изменяться, а конструктивные элементы различного вида могут быть объединены в единую конструкцию, наилучшим образом приспособленную для конкретных условий применения.

В корпусах стержневого вида (рис. 33.6, *а—в*) могут быть использованы первичные чувствительные элементы разного вида: проволочные терморезисторы, термопары, полупроводниковые терморезисторы с удлиненным корпусом. В корпусах с резьбовым креплением (рис. 33.6, *г, д*) применяют транзисторные, диодные и миниатюрные терморезисторные чувствительные элементы. В плоских корпусах (рис. 33.6, *е—л*) используют проволочные решетки и терморезисторы пластинообразной формы.

Датчики температуры, предназначенные для встраивания в конструкцию машин, показаны на рис. 33.7—33.9, их характеристики даны в табл. 33.6. Датчики (рис. 33.7, *а*) в виде круглой шайбы выполнены с центральным или с боковым выводом проводников (рис. 33.7, *б*). Чувствительный элемент этих датчиков выполнен в виде плоской катушки или пластины *1* (полупроводникового тензорезистора), установленной на керамическом корпусе *2*, корпус датчика состоит из двух деталей *3* и *4*, соединенных завальцовкой. Вывод проводников осуществляется через штуцер *5*. Для повышения помехозащищенности датчики имеют выводные экранированные проводники, которые закреплены в корпусе датчика и передают сигналы к усилителю, расположенному вне зоны повышенной температуры. Разъем в цепи между датчиком

33.6. Характеристики температурных преобразователей

Тип термопреобразователя	Измеряемая температура, °С	Инерционность, с, не более	Погрешность измерения, %	Длина монтажной части, мм
ТХА-0515	−50 . . . +900	10 . . . 40	—	120 . . . 2000
ТХА-280М	0 . . . 900	8	—	160 . . . 800
ТХА-081	0 . . . 600	40	—	80 . . . 200
ТХК-0827	0 . . . 400	15	—	16 . . . 100
ТХК-0806	0 . . . 600	40	—	160 . . . 1200
ТХК-0083	0 . . . 300	25	—	50 . . . 320
ТСП-6093	−50 . . . +250	30	±0,05	80 . . . 500
ТСП-037К	−200 . . . +120	9	±0,1	80 . . . 200
ТСП-047	−200 . . . +120	3	±0,1	80
ТСП-047К	−50 . . . +200	40	±0,05	80 . . . 120
ТСП-5081	−50 . . . +200	9	±0,05	80 . . . 500
ТСМ-175	−50 . . . +500	20	±0,1	80 . . . 3200
ТСМ-5071	−50 . . . +150	20	±0,2	120 . . . 2000
ТСМ-6095	−40 . . . +120	1	±0,2	35

и усилителем снижает помехозащищенность измерительного канала.

На рис. 33.8 показаны датчики стержневого типа. Эти датчики имеют чувствительный элемент разного вида (термопара, полупроводниковый резистор, проволочный резистор), их используют в условиях погружения в жидкую среду или для измерения температуры в точках, значительно отстоящих от наружной поверхности объекта. Термопара *1* (рис. 33.8, *а*) помещена в защитный керамический корпус *2*; керамический стержень *3* создает надежный контакт термопары и предохраняет проводники от соприкосновения между собой, кожухом *4* и корпусом *5*. Разрезное кольцо *6* обеспечивает термостабилизацию свободных концов термопары.

Датчик с полупроводниковыми резисторами (рис. 33.8, *б*) имеет чувствительный элемент *1*, установленный в стеклянный удлиненный корпус *2*, который закреплен в направляющей втулке *3*. На конце датчика имеется резьбовая втулка *4*, на которой устанавливают сменный наконечник *5*. Пружина *6* обеспечивает постоянный контакт чувствительного элемента *1* с наконечником *5*.

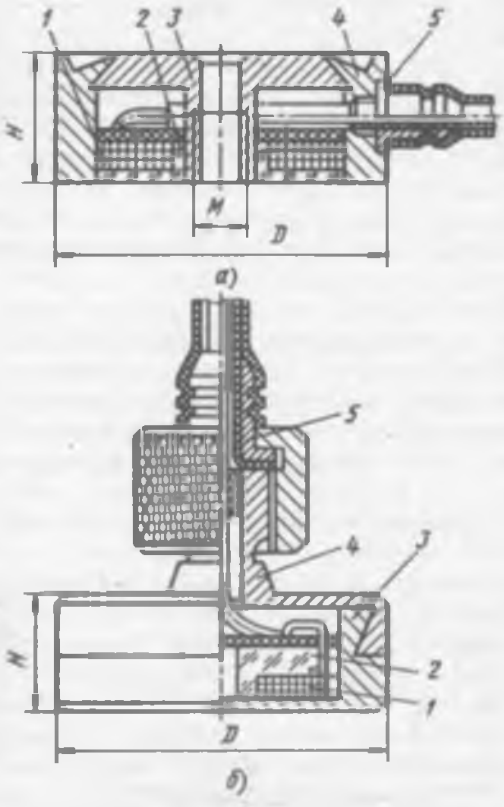


Рис. 33.7. Датчики с проволочными термосопротивлениями

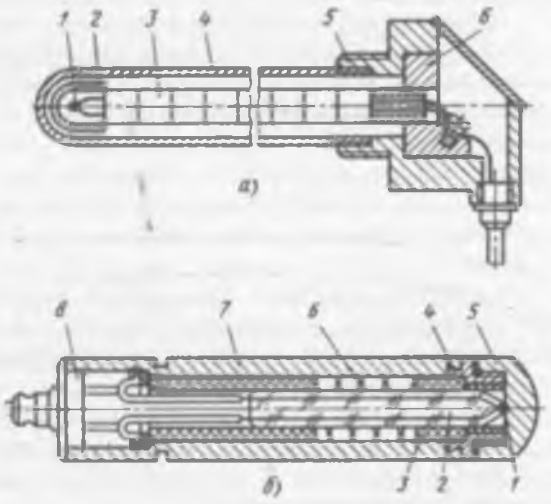


Рис. 33.8. Датчики стержневого типа

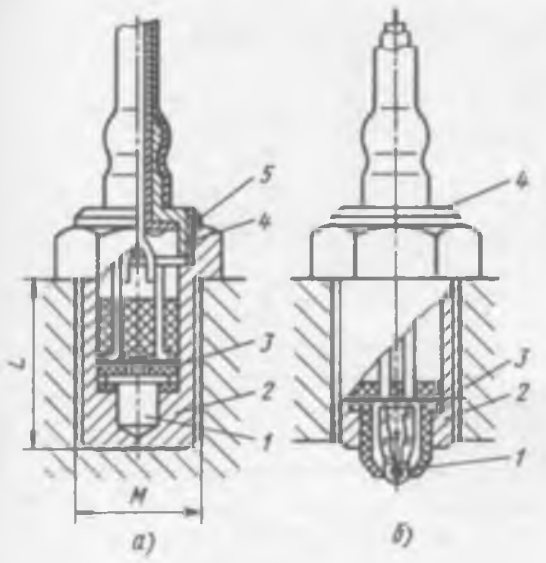


Рис. 33.9. Датчики с полупроводниковыми термопреобразователями

Металлический корпус *7* может иметь опорные фланцы. Концевой штуцер *8* завальцован в корпусе *7*.

Датчик с резьбовой нарезкой на корпусе представлен на рис. 33.9. Наличие резьбового соединения позволяет обеспечить надежный контакт между корпусом датчика и объектом. Чувствительным элементом может быть термотранзистор (рис. 33.9, *а*), термодиод, миниатюрный полупроводниковый резистор (рис. 33.9, *б*). Транзистор *1* установлен в корпусе *2* посредством центрирующей шайбы *3*, на наружной стороне которой расположены контакты для припаивания проводников. Пространство между транзистором (диодом, терморезистором) заполнено кремнийорганической мастикой, которая имеет хорошую теплопроводность и предохраняет корпус транзистора от механического контакта с корпусом датчика. В корпусе *2* датчика ввернута крышка *4*, имеющая штуцер для вывода проводников. Герметизация полости датчика обеспечивается уплотняющим кольцом *5*.

Погрешности измерения температуры и рекомендации по выбору конструкции датчиков приведены в [8].

При использовании для измерения температуры узлов машин контактных термоизмерительных датчиков возможны погрешности измерений, обусловленные искажением температурного поля объекта теплообменом с измерительным преобразователем, в результате этого температура чувствительного элемента датчика не совпадает с измеряемой температурой объекта.

При измерении температуры неподвижных тел, деталей и сред, когда чувствительный элемент (термопара, терморезистор, термотранзистор и т. д.) помещен в защитную трубку, изолирующую его от влияния среды, по корпусу трубки будет происходить теплоотвод, что приведет к образованию разницы температур на концах, а температура стенки будет ниже температуры объекта. Уравнение, определяющее погрешность измерения в жидких или газообразных средах температур, имеет вид

$$\Delta T = T_{ст} - T = -\frac{T - T_0}{\operatorname{ch}\left(\sqrt{\frac{a_к}{\lambda}\frac{P}{S}}\,l\right)},$$

где T_0, T — температура внешней среды и измеряемого тела соответственно; $a_к$ — коэффициент конвективной теплоотдачи от измеряемой среды к трубке; λ — коэффициент теплопроводности материала трубки; P — периметр по внешнему диаметру трубки; S — площадь кольцевого сечения трубки; l — глубина погружения защитной трубки в измеряемую среду.

Как видно из уравнения, погрешность измерения уменьшается с увеличением l, P, $a_к$ и с уменьшением λ, S. Эти соотношения определяют выбор конструкции защитного экрана (трубки) термоизмерительных датчиков.

При измерении температур твердых тел и деталей, выполненных из металлических материалов, теплообмен между датчиком и окружающим металлическим телом осуществляется за счет теплопроводности и переноса тепловой энергии при непосредственном соприкосновении частей, имеющих разную температуру.

Динамические свойства преобразователей температуры контактного вида зависят от тепловой инерционности, обусловленной конструкцией датчика, и свойств чувствительного элемента. Для уменьшения погрешностей измерения температуры жидкости, поверхности и внутренних зон деталей машин с помощью контактных датчиков целесообразно:

увеличить площадку контакта датчика с объектом до максимально возможного значения;

толщину стенок защитного кожуха или промежуточной пластины необходимо выбирать возможно меньшей;

обеспечить надежный тепловой контакт приемного элемента с теплоизлучательной поверхностью;

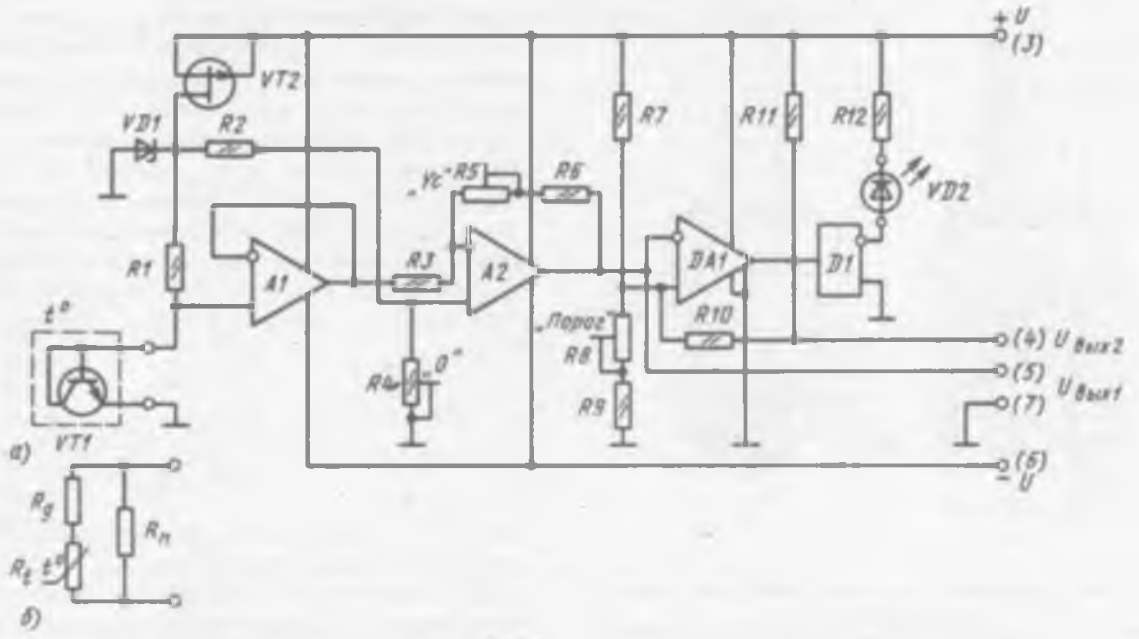


Рис. 33.10. Принципиальная схема предусилителя датчиков температуры

применять термоэлектроды с низкой теплопроводностью;

проводить термостатирование датчиков посредством термоэкранов;

выбирать материалы защитных кожухов с высокой теплопроводностью;

уменьшать массу корпусных деталей, контактирующих с нагретым телом.

Схемы электронных устройств температурных датчиков. На рис. 33.10, *а* представлена принципиальная схема предусилителя датчиков температуры. Измерительный мост имеет датчик температуры *VT1*, резисторы *R1 — R4* и повторитель *A1*. Мост питается стабилизированным напряжением через выпрямитель *VD1* и током через диод *VT2*. Усилитель *A2* охвачен обратной связью *R5*, *R6*, позволяющей менять коэффициент усиления каскада *R5*. Компаратор *DA1* определяет порог срабатывания электронной схемы, который регулируется резистором *R9*. На выходе компаратора установлен световой индикатор *VD2* предельного значения. На выходе усилителя выдается аналоговый сигнал $U_{вых1}$ постоянного тока и управляющий дискретный сигнал $U_{вых2}$. При использовании в качестве приемного элемента датчика полупроводникового терморезистора R_t применяют схему выключения с добавочными линеаризующими резисторами R_g, $R_п$ (рис. 33.10, *б*).

Принципиальная схема преобразователя температуры в частоту выходного сигнала показана на рис. 33.11. Транзисторный датчик *VT1* температуры подключен к входу операционного усилителя *A1*. На другой вход этого усилителя подается опорное напряжение через делитель *R1*, *R2*. Усилитель охвачен обратной связью с конденсатором и образует интегратор.

Интегратор заряжает конденсатор *C1*, который сбрасывается через электронный ключ *VT2*, когда напряжение на конденсаторе достигает заданного уровня, определяемого резистором *R5*. Время заряда конденсатора определяет частоту выходных импульсов и зависит от разности напряжений на входах операционного усилителя. Разность напряжений зависит от сопротивления термочувствительного транзистора *VT1* и измеряемой температуры. С увеличением разности напряжений на входах усилителя *A1* время заряда

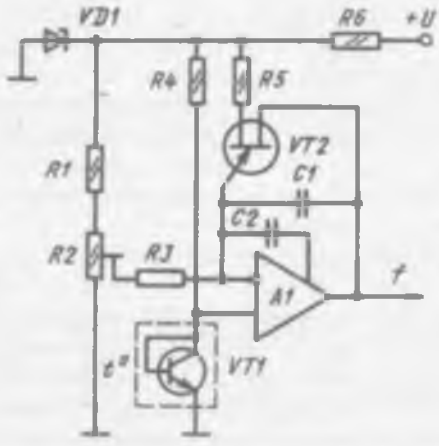


Рис. 33.11. Принципиальная схема температурно-частотного преобразователя

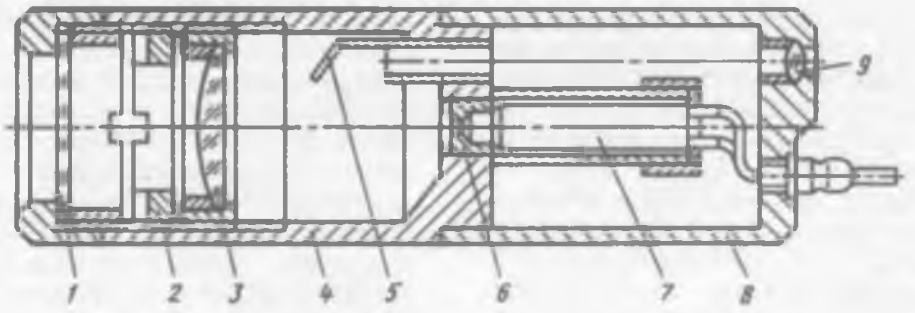


Рис. 33.12. Пирометр с фотодиодным датчиком температуры

конденсатора *C1* уменьшается, а частота импульсов увеличивается [8].

Оптико-электронные системы измерения температуры. Оптико-электронные системы делят на две группы: с компенсационной схемой измерения и с непосредственным измерением сигнала на приемнике [9, 13]. В приборах первой группы приемник излучения попеременно воспринимает излучение от объекта, температура которого контролируется образцовым излучателем. Температуру объекта определяют по температуре излучателя или по параметру, пропорциональному температуре излучателя.

В приборах второго вида измеряют непосредственный электрический сигнал на приемнике. При этом используют весь спектр излучения или большую его часть. Приборы этого вида имеют нелинейную зависимость выходного сигнала от температуры и требуют специальных схем линеаризации.

На рис. 33.12 показан пирометр с непосредственным измерением сигнала на приемнике излучения. Пирометр состоит из тубуса *4* и крышки *8*. В тубусе установлено защитное стекло *1*, диаграмма *2*, линза *3* в оправе, зеркало *5*, диафрагма *6*, фотодиод *7* с элементами электрической схемы. На крышке размещена линза *9* окуляра для наведения на зону измерения температуры.

Излучение от нагретой поверхности проходит через защитное стекло, входную диафрагму и фокусируется линзой в плоскости диафрагмы, расположенной перед фотодиодом. В системе наведения на нагретую поверхность имеется зеркало *5* и линза *9*. Пирометр работает в комплекте с электронным потенциометром или вольтметром. Основные характеристики пирометров приведены в [13].

Сканирующие системы измерения температуры осуществляют контроль, измерение и визуализацию температурных полей, а также цифровую обработку информации и вывод на бумажный носитель результатов измерения. К системам этого вида относятся тепловизоры. Конструктивно тепловизоры состоят из двух основных частей: оптической термочувствительной камеры и устройства обработки и воспроизведения информации.

В оптической камере с оптико-механическим сканированием расположены входной объектив, сканирующее устройство, приемники излучения, модулятор потока излучения, предусилитель, визир и другие узлы. В блок обработки и воспроизведения информации входят черно-белый или цветной монитор, электронные блоки оформления сигнала, цифровое устройство обработки информации или персональный компьютер.

Базовыми модулями тепловизоров являются оптический и электронный (рис. 33.13). В оптическом модуле установлено сканирующее устройство в виде зеркальной вращающейся пирамиды *1*. Зеркала этой пирамиды наклонены под различными углами к оси ее вращения, обеспечивая полный угол обзора.

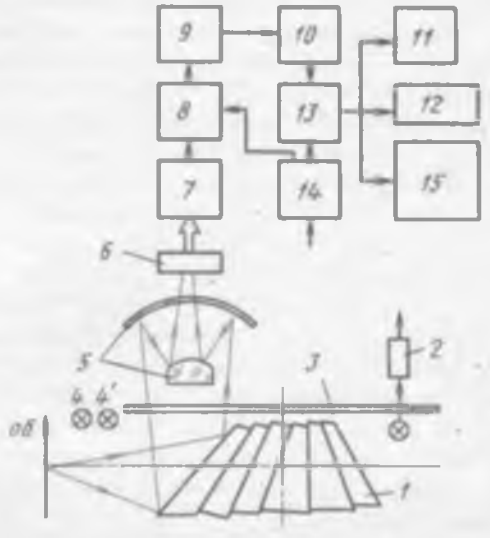


Рис. 33.13. Схема тепловизора

Оптический поток фокусируется зеркальным объективом *5* на фотодиодный приемник излучения *6*, охлаждаемый жидким азотом. На пути потока установлен модулятор излучения *3* со специальными отверстиями для рабочего и вспомогательного потока излучения. С помощью вспомогательного потока в блоке *2* формируются синхроимпульсы. После усиления в блоке предусилителей *7* рабочие сигналы поступают на аналоговый коммутатор *8*, управляемый формирователем сигналов управления *14*. Для калибровки и стабилизации выходных сигналов используют навесные эталонные излучатели *4* и *4'*.

В электронном модуле осуществляется обработка видеосигнала. В состав модуля входят функциональный преобразователь *9*, аналого-цифровой преобразователь *10*, цифровая система обработки информации *13*, телевизор *15*, блок цифровой памяти *11*, устройство вывода термограмм на бумажный носитель *12*. Основные характеристики тепловизоров приведены в [13].

33.5. МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЯ СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ МАШИН

Функционирование машин сопровождается преодолением внешних и внутренних нагрузок, на которые затрачивается подводимая мощность двигателя. Для машин разного вида силовое нагружение конструкционных элементов и механизмов составляет основное воздействие внешних сил сопротивления на детали и механизмы.

Надежность такого вида машин определяется из условия прочности деталей и элементов конструкции. Наряду со статическими или квазистатическими силовыми воздействиями, в машинах возникают динамические процессы, в результате действия которых часто наблюдается значительное возрастание амплитуд силовых воздействий и, как следствие, повышение напряжений и деформаций элементов узлов и механизмов машины.

Кроме этого, для некоторых видов машин необходимо не только преодоление нагрузок, но и обеспечение производительности и сохранение траектории пространственного движения выходного звена. При этом силовые нагрузки деформируют конструкцию несущих деталей машины, что может привести к снижению точности пространственных перемещений, потери устойчивости и снижению производительности.

Силовые параметры машины: сила, масса, импульс силы, момент силы, давление, механические напряжения, скорость нарастания силы, направление действия — несут значительную информацию о работоспособности, техническом состоянии, о наличии зарождающихся дефектов и отказов, возникающих в узлах и механизмах машины.

Для регистрации сил и напряжений, возникающих в деталях машин при функционировании, используют различные методы преобразования сил в параметры электрического сигнала.

При выборе методов для регистрации сил с использованием встроенных датчиков для систем испытания и диагностики машин требуется обеспечить выполнение условий: надежности, экономической целесообразности, дистанционного измерения, малогабаритной конструкции и т. д. Наилучшим образом выполнение этих условий обеспечивается использованием электрических методов измерения, среди которых целесообразно использовать оптоэлектрические, изменение магнитных свойств (магнитоупругость), изменение параметров электрических цепей, пьезоэлектрические, вибрационные.

Датчики силы. В автоматизированных системах диагностирования к датчикам силы предъявляют специфические требования, обусловленные необходимостью встраивания их в конструкцию. К средствам измерения сил при использовании во встроенных системах контроля и диагностики предъявляют следующие требования:

высокая жесткость измерительного преобразователя;

разделение мест измерения и обработки результатов;

простота преобразования и усиления сигнала;

возможность изменения точки отсчета и регулирования чувствительности в широких пределах;

хорошая приспособляемость для встраивания в силовую цепь машины;

высокая частота собственных колебаний;

высокие метрологические свойства.

Общая структурная схема датчиков силы. По способу создания электрического информационного сигнала различают три типа датчиков силы.

1. Датчик с электрически неактивным упругим элементом, у которого упругое перемещение, вызванное воздействием силового фактора, преобразуется в перемещение, а затем последнее преобразуется в параметры электрической цепи чувствительного элемента.

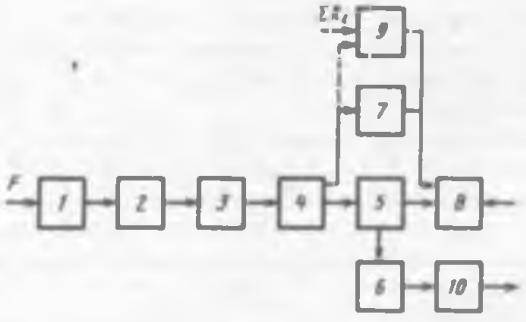


Рис. 33.14. Общая структурная схема датчика силы

2. Датчик с электрически активным упругим элементом, у которого электрический информационный сигнал создается за счет деформирования упругого, электрически активного элемента (датчик совмещенного преобразования генераторного типа).

3. Датчик с силовым уравновешиванием (силовой компенсацией), у которого электрическими способами создается противодействующая сила, которая уравновешивает внешнее силовое воздействие, а электрический информационный сигнал создается в цепи управления системы компенсационного силового воздействия.

На рис. 33.14 показана общая структурная схема датчика силы. На схеме указаны основные элементы, обеспечивающие восприятие и преобразование механической нагрузки и уравновешивающей реакции в электрическое напряжение.

Силовводящая деталь *1* датчика имеет силовоспринимающую поверхность *2*, которую для сжимающих сил выполняют в виде плоскости, сферической поверхности, стержня с резьбовым креплением, шаровой промежуточной опоры, для растягивающих сил применяют серьги, крюки, шарнирные петли с резьбовым креплением.

Распределитель *3* воспринимает силу от силовводящей детали и направляет ее на преобразователь, распределяя равномерно по сечению упругого элемента датчика. Селектор *4* уменьшает воздействие вредных факторов и поперечных сил на измерительную систему датчика. Селектор выполняют в виде одной мембраны, двух параллельных мембран или пластин, закрепленных в корпусе датчика.

Упругий элемент *5* преобразует внешнюю силу F в относительную ε или абсолютную ξ деформацию, которую вызывают изменения расстояний между выбранными точками или изменения объема упругого элемента. Эти изменения воспринимаются чувствительным приемным преобразователем *6* и модулируют электрический выходной сигнал $U(F)$.

Противоперегрузочное устройство *7* (силовой шунт) предохраняет упругий элемент и приемный преобразователь от недопустимых механических нагрузок. Наиболее часто для этих целей используют упор, помещенный внутри датчика. При достижении предельных нагрузок происходит силовое замыкание на силовой шунт, жесткость которого значительно превышает жесткость упругого элемента.

Опорная поверхность *8* способствует правильной установке датчика и обеспечивает передачу силового воздействия в силопередающую цепь машины. Корпус *9* датчика защищает активные детали датчика от внешних воздействий ΣX_i механического разрушения, экранирования источников тепла, уплотнения против пыли и агрессивных сред, размещения элементов схемы. В ряде случаев корпус используют для обеспечения крепления селектора, он воспринимает недопустимые силовые воздействия, обеспечивает крепление датчика в силопередающей цепи.

Элементы электронно-усилительной аппаратуры *10*, встроенные в корпус датчика, обеспечивают усиление или преобразование электрического сигнала для дальнейшей передачи в информационную систему. При этом обеспечивается помехозащищенность передаваемой информации путем повышения соотношения сигнал/помеха.

Основные принципы построения датчиков силы следующие:

целостность конструкции — измеряемая сила должна передаваться по твердой среде с минимальным числом мест раздела; каждое место раздела ухудшает характеристики датчика;

интегрирование поля напряжений — измерение силы тем точнее, чем лучше преобразователь механического напряжения распределен по всей плоскости поперечного сечения (к силе) упругого элемента датчика;

симметрия — при воздействии измеряемой силы состояние датчика должно становиться максимально несимметричным, а при других воздействиях оставаться симметричным;

оптимальность границ — для каждой конструктивной схемы существуют верхняя и нижняя границы реализуемых номинальных значений силы.

Упругие элементы датчиков силы. Для получения высоких метрологических свойств датчиков упругие элементы должны иметь линейную зависимость между силой и деформацией, малой величиной гистерезиса и

ползучести. В качестве материалов упругого элемента используют пружинные стали 65, 55С2А, 60С2А и др., закаленные в масле (температура 830—870 °С) и подвергнутые отпуску при температуре 420—470 °С, а также бронзы БрБ2, БНТ1,9; БрФ 4—0,25; БрОЦ4—3.

Продольно-нагруженные упругие элементы (рис. 33.15) пригодны для использования в большинстве типов датчиков силы. При большом разнообразии конструкций можно выделить основные конструктивные решения.

Стержни (рис. 33.15, *а—г*), при достаточной их длине в направлении действия силы (рис. 33.15, *а, б*) отпадает необходимость использовать распределитель (принцип Сен-Венана). Сечение стержня может быть переменным (рис. 33.15, *в, г*). Уменьшая сечение благодаря пазам или сверлению, возможно получить необходимую деформацию при значительном ослаблении вредных воздействий и при габаритных размерах заданного вида.

Втулки (рис. 33.15, *д—ж*) обладают значительной жесткостью по отношению к внешним вредным нагрузкам, поэтому в большинстве случаев отпадает необходимость в селекторе, но наличие распределителя обязательно.

Сжимаемые плиты (рис. 33.15, *з—и*) не позволяют использовать распределители. Для измерения сил необходимо обеспечить принцип интегрирования путем применения многих приемных преобразователей и суммирования их сигналов.

Ленты (рис. 33.15, *к, л*) можно использовать в виде гибких стержней, изменяющих направление действия сил, или в виде кольца, образованного при намотке ленты. Используют различные комбинированные упругие элементы (рис. 33.15, *м, н*), обеспечивающие различные виды деформирования упругих элементов.

Изгибные упругие элементы (рис. 33.16) используют для многих видов датчиков силы. Особенностью упругих элементов этого вида являются значительные измерительные перемещения. Эти элементы позволяют реализовать принципы целостности конструкции и интегрирования без значительных затрат.

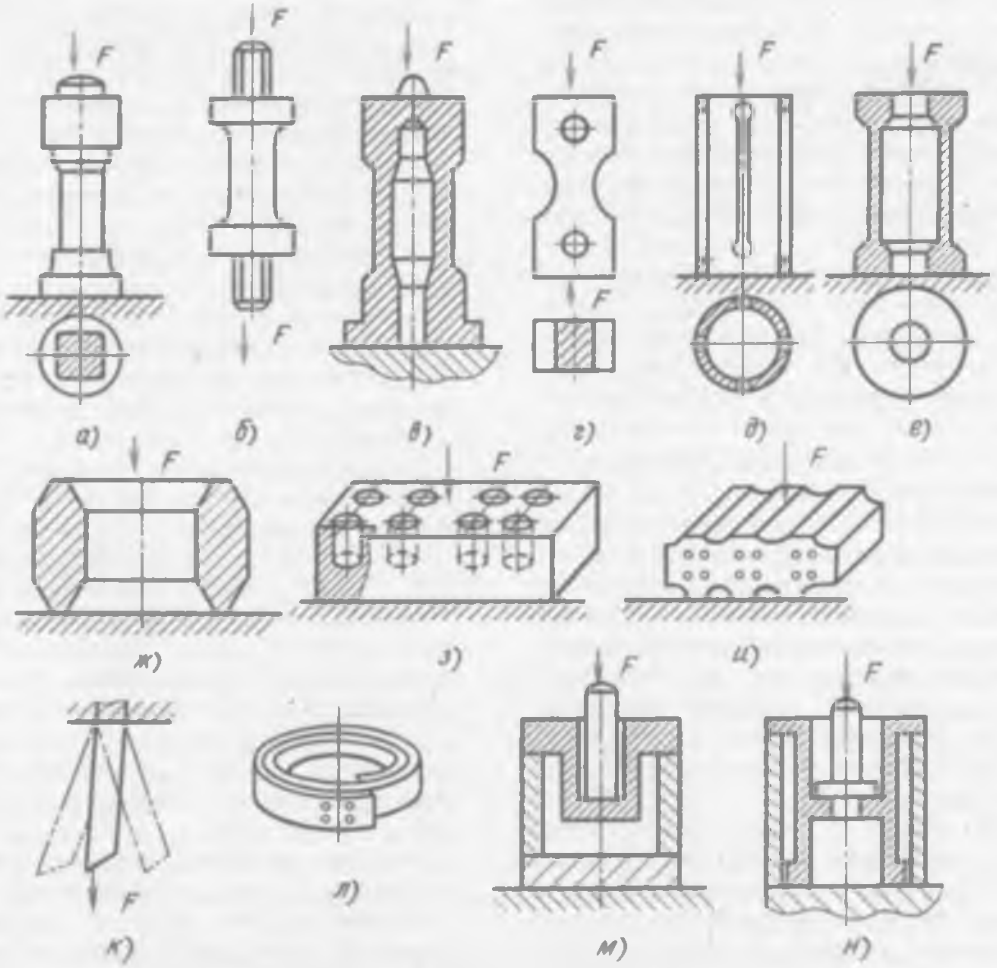


Рис. 33.15. Продольно-нагруженные упругие элементы

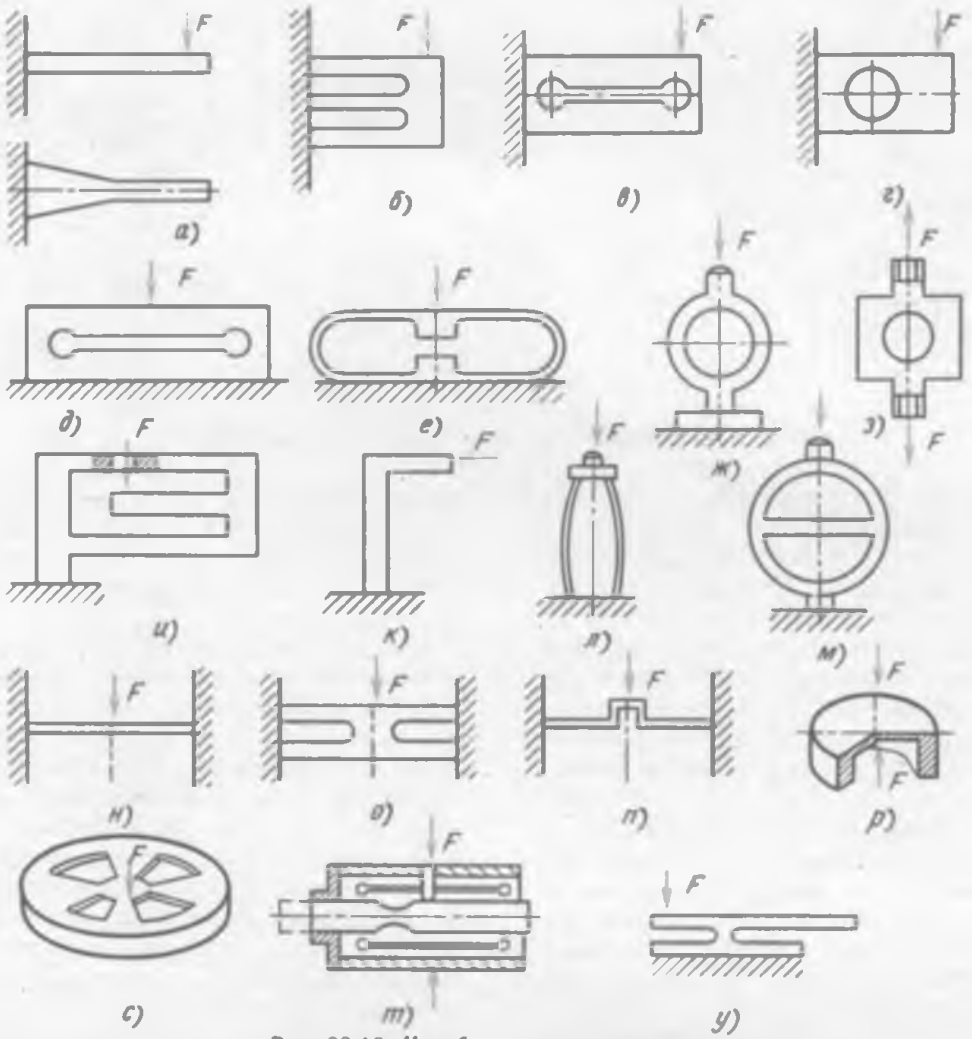


Рис. 33.16. Изгибные упругие элементы

Консольные элементы (рис. 33.16, *а—г*) являются простой конструкцией, но проявляют повышенную чувствительность к точке приложения силы, что требует специальных мер при проектировании силовводящего элемента датчика. Консольная балка равного сопротивления (рис. 33.16, *а*) имеет поворот сечения в точке приложения силы и смещение в сторону. Поворот устраняется введением дополнительных направляющих (рис. 33.16, *б—г*).

Совмещенные балки (рис. 33.16, *д, е*) предохранены от сжимаемых сил, имеют линейную упругую характеристику в значительном диапазоне перемещений и просты в изготовлении.

Кольцевые элементы (рис. 33.16, *ж*) и их варианты (рис. 33.16, *з, м*) обеспечивают принцип целостности конструкции, просты в изготовлении, но имеют погрешности нелинейности, связанные с наличием продольных напряжений.

Защемленные балки сложной формы (рис. 33.16, *и—л*) имеют малые погрешности нелинейности. Обеспечивают постоянство (рис. 33.16, *и, л*) точки приложения сил.

Балки с двойным защемлением (рис. 33.16, *н—п*) осесимметричны, имеют малые погрешности при изменении точки приложения силы.

Мембраны (рис. 33.16, *р, с*) выполняют сплошными и с окнами, что позволяет применять эти элементы при значительном диапазоне действующих сил. Особенностью этих элементов является неоднородность деформаций по плоскости мембраны, что может приводить к нелинейности характеристик.

Балки с упругим шарниром (рис. 33.16, *т, у*) позволяют иметь линейную характеристику датчика и значительное измерительное перемещение, которое можно регулировать изменением точки приложения силы.

Сдвиговые упругие элементы (рис. 33.17, *а—д*) — консольная балка, но чувствительные преобразователи размещены на боковых плос-

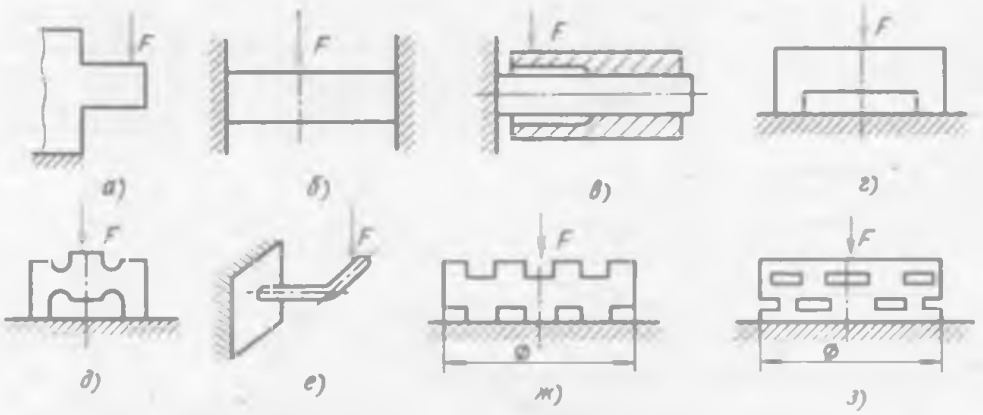


Рис. 33.17. Сдвиговые и скручиваемые упругие элементы

костях балки. В конструкции с дополнительной втулкой (рис. 33.17, *в*) в области приложения силы в балке возникают напряжения чистого сдвига, что снижает чувствительность к изменению точки приложения силы. Конструкция, приведенная на рис. 33.17, *д*, обладает малыми габаритными размерами и большой жесткостью и линейными характеристиками, что благоприятствует встраиванию малогабаритных чувствительных элементов в машину.

Многоэлементные конструкции (рис. 33.17, *ж—з*) позволяют осуществить принцип интегрирования с использованием напряжений сдвига при высокой жесткости упругого элемента, имеют малые габаритные размеры и удобны для встраивания в конструкцию машин. Скручиваемый упругий элемент (рис. 33.17, *а—е*) используют для сравнительно малых номинальных сил.

Формоизменяемые упругие элементы (рис. 33.18) выполнены таким образом, что деформации, возникающие в области расположения приемных преобразователей вызывают изменения расстояния между характерными частями поверхностей, служащими для крепления преобразователя. В средней области упругого элемента при приложении силы увеличивается или уменьшается диаметр среднего кольца за счет сил, прикладываемых через наклонные спицы (рис. 33.18, *а, б*). Упругий элемент (рис. 33.18, *в*) имеет четыре пластины со штырями, расстояние между которыми изменяется при воздействии силы.

Конструкции датчиков силы. В датчиках силы применяют различные приемные преобразователи. На основе этих преобразователей разрабатывают конструкции датчиков силы как внешние, так и встроенные в машину.

Тензорезисторные датчики имеют различные приемные элементы: намотанные проволочные тензорезисторы, проволочные и фольговые тензорезисторы, металлические и полупроводниковые тонкопленочные, полупроводниковые кристаллические, диффузионные, гетероэпитаксиальные. При конструировании датчика с тензорезисторами для обеспечения высоких метрологических характеристик следует учитывать следующие основные условия:

использовать максимально возможное число тензорезисторов на упругом элементе;

наличие мостовой схемы включения тензорезисторов с деформацией разного знака;

размещение тензорезисторов в точках наибольшей деформации упругого элемента;

выбор оптимального материала и предельных напряжений упругого элемента;

применение одинаковых тензорезисторов с наибольшей длиной.

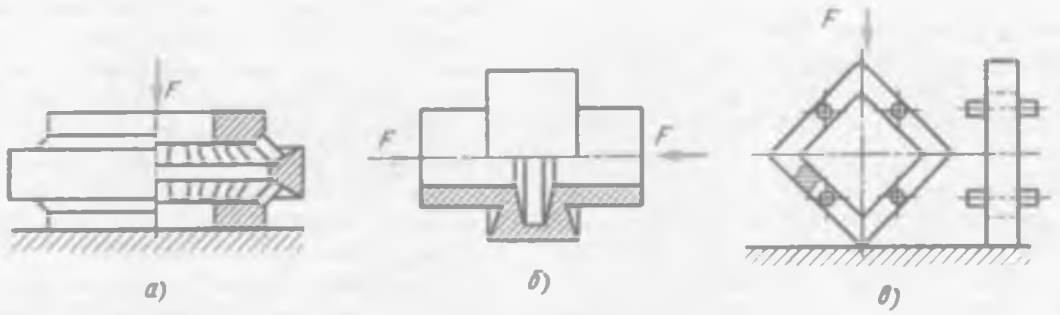


Рис. 33.18. Формоизмеряемые упругие элементы

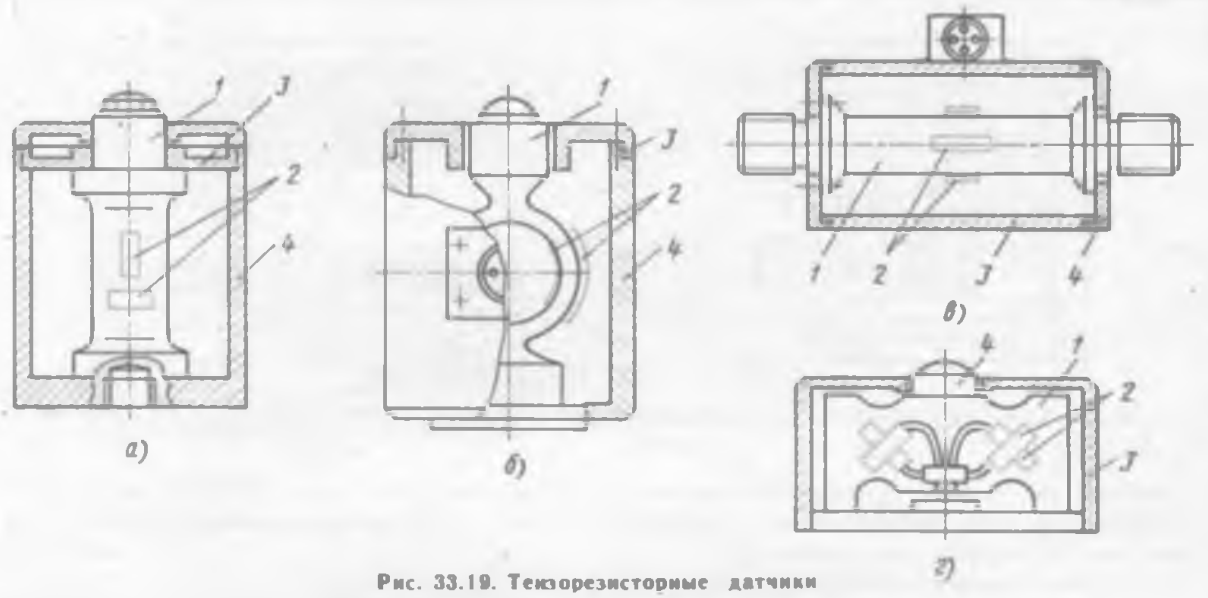


Рис. 33.19. Тензорезисторные датчики

На рис. 33.19 представлены типовые конструкции датчиков с наклеенными проволочными тензорезисторами. Продольный упругий элемент (стержень) *1* (рис. 33.19, *а*) с селектором *3* в виде упругой мембраны и наклеенными тензорезисторами *2* установлен в корпус *4*. Для измерения малых сил сечение стержня может быть переменным за счет внутренних отверстий.

Датчик с кольцевым упругим элементом (рис. 33.19, *б*) используют для точного измерения небольших сил при пониженных требованиях к жесткости (взвешивание). Датчик растяжения (рис. 33.19, *в*) можно встраивать в конструкцию как промежуточный элемент силопередающей цепи без изменения жесткостных параметров.

Датчик со сдвиговым упругим элементом (рис. 33.19, *г*) имеет высокие жесткостные параметры и предназначен для встраивания в конструкции, в которых снижение жесткости приводит к недопустимому изменению свойств (упругие системы станков). Все датчики с проволочными тензорезисторами требуют изменения силы полезного сигнала. Датчики с намотанными тензорезисторами (рис. 33.20) имеют формоизменяемые упругие элементы, причем проволоку наматывают там, где упругий элемент имеет деформации разного знака.

Датчик (рис. 33.20, *а*) с формоизменяемым трубчатым упругим элементом *1*, имеет намотанные тензорезисторы *2*, работающие на сжатие, и тензорезисторы *3*, работающие на растяжение. Селектор *4* мембранного типа установлен в корпус *5*. Упругий элемент *1* с упругим шарниром (рчс. 33.20, *б*) и намотанными тензорезисторами *2*, *3* используют для измерения малых сил. Силовводящий элемент *4* при достижении максимальной силы передает ее на корпус *5*. Датчик имеет небольшие габаритные размеры и малые погрешности.

Индуктивные датчики позволяют измерять все требуемые силы, имеют высокий уровень выходного сигнала, малые температурные погрешности. Однако их измерительный ход достаточно высок (0,1—1 мм), что снижает их жесткостные показатели.

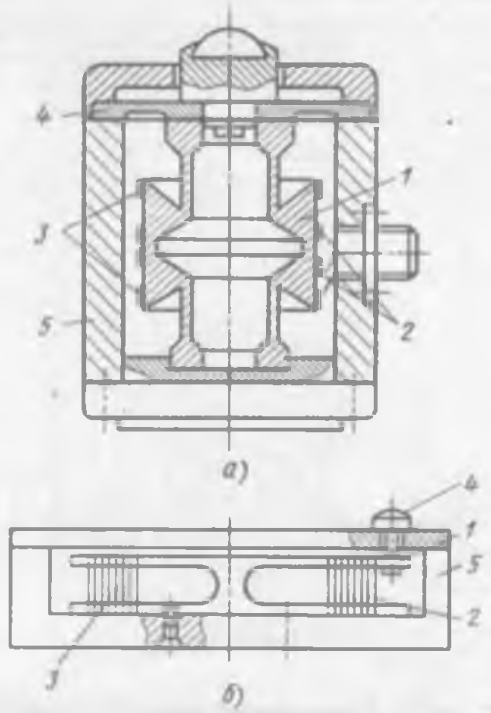


Рис. 33.20. Датчики силы с намотанными тензорезисторами

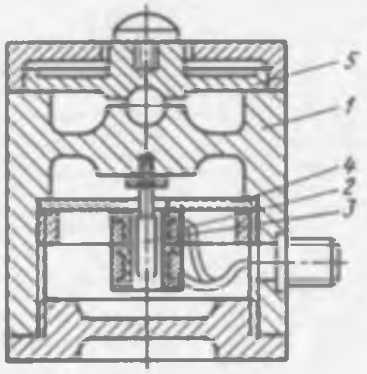


Рис. 33.21. Индуктивный датчик с мембраной

Датчик (рис. 33.21) с мембранным упругим элементом *1* имеет дифференциально-индуктивный преобразователь с обмотками *2* и сердечником *3*, установленным на специальной шайбе *4*, селектор *5* мембранного типа и распределитель с шаровой поверхностью. Трубчатый упругий элемент *1* датчика с наконечником *2* (рис. 33.22) имеет высокие жесткостные свойства и в сочетании с высокочувствительным преобразователем его можно встраивать в нагруженные силопередающие цепи машин. Индуктивный преобразователь с обмотками *3* и сердечником *4* установлен в корпус *5* на пружинах *6*, которые имеют предварительное напряжение, создаваемое винтом *7*. Датчик этого вида предназначен для измерения значительных знакопеременных сил.

Емкостные датчики (рис. 33.23) имеют преобразователи, у которых под воздействием силы изменяется емкость конденсатора. Емкость C зависит от измерительного хода:

$$C = C_0 \frac{1}{1+\delta/d} \approx C_0\left(1 - \frac{\delta}{d} + \frac{\delta^2}{d^2}\right),$$

где C_0 — начальная емкость; d — начальное расстояние между пластинами.

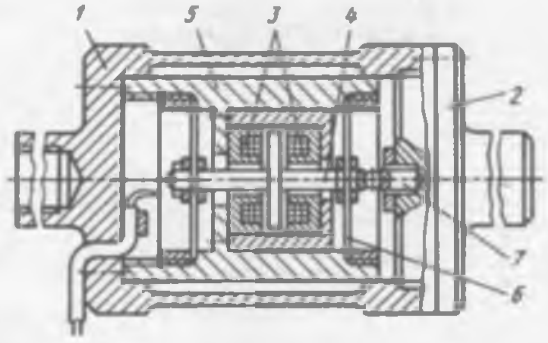


Рис. 33.22. Индуктивный датчик с трубчатым упругим элементом

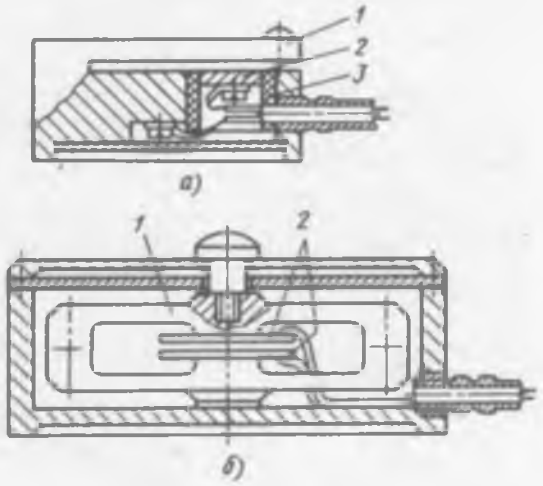


Рис. 33.23. Емкостные датчики

Емкостные преобразователи должны иметь высокое сопротивление изоляции. Жесткостные свойства емкостных датчиков лучше чем у индуктивных, а размеры меньше, но имеются большие погрешности нелинейности статической характеристики.

В конструкции датчика с консольной балкой (рис. 33.23, *а*) конденсатор образован самой балкой *1* и пластиной *2*, установленной во втулке *3*. Деформирование балки вызывает изменение зазора между пластинами конденсатора. Габаритные размеры такого датчика могут быть небольшими. Датчик с упругим элементом *1* (рис. 33.23, *б*) в форме совмещенных упругих пластин имеет конденсатор с изменяемым зазором между пластинами *2*. Размер пластин можно изменять, что позволяет иметь необходимую чувствительность при неизменной конструкции упругого элемента.

Пьезоэлектрические датчики имеют следующие преимущества, выгодно отличающие их от других видов преобразователей:

линейность градуировочной характеристики;

отсутствие гистерезиса;

высокая стабильность пьезоэлектрических характеристик материала;

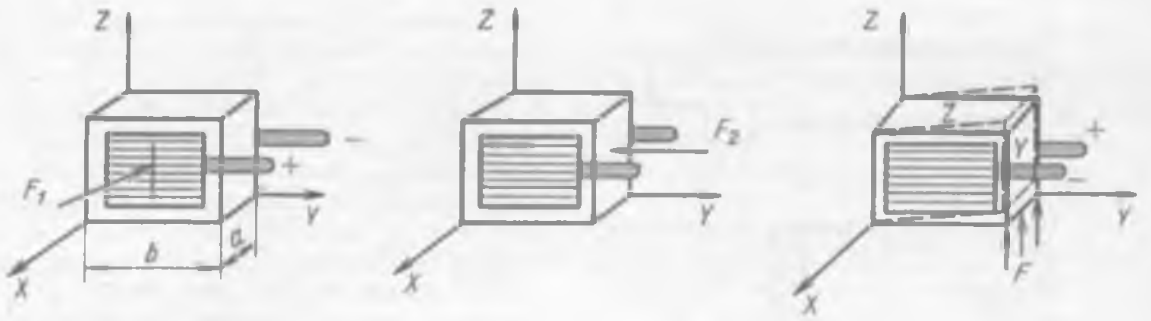
малая зависимость показаний от температуры;

высокое сопротивление изоляции;

высокая механическая прочность;

верхняя граница температурного диапазона до 500 °С.

Для пьезоэлектрических датчиков используют кварц, титанат бария и другие материалы. Пьезоэффект (возникновение электрических зарядов на гранях кристалла под действием механических напряжений) и обратный пьезоэлектрический (пьезострикционный) эф-



а) *б)* *в)*

Рис. 33.24. Направления появления пьезоэффекта

фект проявляются по-разному в зависимости от ориентации кристалла относительно осей поляризации [9].

У кварца различают три электрические оси X, три нейтральные оси Y и перпендикулярную к этим осям оптическую ось Z, которая является осью поляризации кристалла. Упругие элементы (пьезоэлементы) из кварца выполняют преимущественно в виде круглых или квадратных пластин при двух видах ориентации: X-срез и Y-срез. Проявление пьезоэффекта показано на рис. 33.24. При продольном пьезоэффекте (рис. 33.24, *а*) сила F_1 действует в направлении оси X, заряд снимается с граней пластины X-среза. При продольном пьезоэффекте (рис. 33.24, *б*) сила F_2 действует по направлению оси Y, съем сигнала происходит в плоскости X. Сдвиговый эффект (рис. 33.24, *в*) проявляется при воздействии силы F в направлении оси Z, а съем сигнала происходит в плоскости X. При сжатии по оси X на гранях, перпендикулярных этой оси, возникает заряд $Q_1 = d_{11}F$; при сжатии по оси Y на гранях, перпендикулярных оси X, возникает заряд $Q_1 = -(b/a)d_{11}F$; при сдвиге — заряд $Q_1 \simeq d_{14}\tau_{xy}$ [1, 7].

Упругочувствительные пьезоэлементы Y-среза не чувствительны к нормальным напряжениям, их используют для изменения силы чистого сдвига (в плоскости XY) в однокомпонентных и многокомпонентных датчиках силы. Характеристики материалов пьезоэлектрических преобразователей приведены в [1, 8, 9].

Конструкции пьезоэлектрических датчиков силы показаны на рис. 33.25. Многокомпонентный датчик типа «измерительная шайба» (рис. 33.25, *а*) имеет три пары пьезоэлементов *1*: две пары пластин Y-среза для измерения составляющих сил F_x, F_y и пару пластин X-среза для измерения силы F_z. Причем пластины Y-среза попарно повернуты относительно друг друга на 90°. Избирательность компонентов датчика при измерении сил по заданному направлению обеспечивается строгой ориентацией пьезоэлементов при изготовлении по направлениям кристаллических осей. Действующая нагрузка передается через силораспределительную шайбу *2*, упругая гильза *3* обеспечивает силу предварительного натяга и замыкание силы, сигналы снимаются раздельно с электродов *4* и передаются на внешний разъем *5*.

Датчик для измерения сил растяжения (рис. 33.25, *б*) имеет стержневой пьезоэлемент *1*, образованный сваркой кварцевых шайб *2* X-среза (слоеный кварц) с электродами *3* специальной формы для вывода

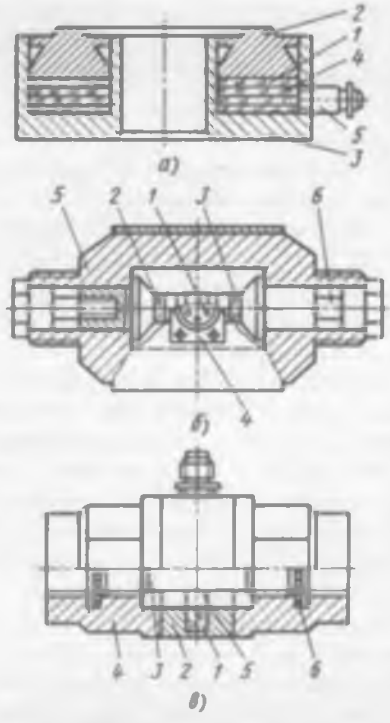


Рис. 33.25. Пьезоэлектрические датчики

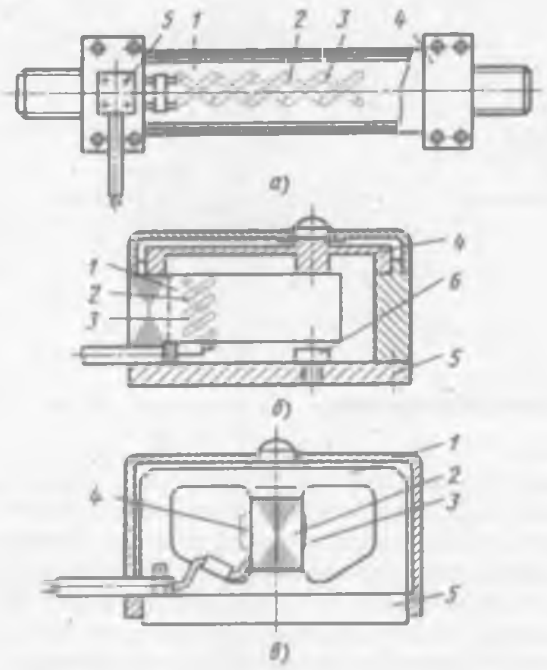


Рис. 33.26. Анизотропные датчики со скрещивающимися обмотками

электрического сигнала на разъем *4*. Стержень пьезоэлементов установлен в корпусе *5*, имеющем болты *6* для осуществления предварительного натяга.

Датчик для измерения сил сжатия-растяжения (рис. 33.25, *в*) имеет кварцевые шайбы *1* *X*-среза, установленные в опорные гильзы *2*, предварительный натяг осуществляют стягивающим винтом *3* и концевыми втулками *4*. Электрический сигнал посредством электродов *5* выводится на разъем, приваренный к корпусу. Уплотнение корпуса обеспечивается эластичными мембранами *6*.

Магнитоупругие датчики основаны на эффекте изменения магнитных свойств ферромагнитных материалов под действием механических напряжений. Датчики этого вида имеют большую мощность выходного сигнала, высокие жесткостные свойства. В них установлен совмещенный упругочувствительный преобразователь.

Конструкции *анизотропных датчиков* со скрещивающимися обмотками показаны на рис. 33.26. Датчики со скрещивающимися обмотками имеют распределение обмотки возбуждения и измерения, расположенные на упругочувствительном элементе (пластине, плите и др.). Обмотки развернуты на угол 90° относительно друг друга и на 45° относительно направления действия вектора силового потока. В неиагруженном состоянии потокосцепленне обмоток минимальное. При воздействии напряжений магнитное поле сердечника деформируется, что вызывает увеличение потокосцепления измерительной обмотки и появление измерительного сигнала [8].

Датчик с распределенными обмотками (рис. 33.26, *а*) имеет упругий элемент *1* в виде пластины, на которой намотаны обмотка возбуждения *2* и измерительная *3*. На концах пластины установлены резьбовые наконечники *4* с разъемом *5* для вывода электрического сигнала. Датчик встраивают в силопередающую цепь машины для регистрации знакопеременных сил. Датчик с консольным упругим элементом *1* (рис. 33.26, *б*) имеет сосредоточенные обмотки возбуждения *2* и измерительную *3*. Силовое воздействие передается через силовводящий элемент *4*, совмещающий функции селектора. Упругий элемент *1* выполнен Т-образной формы и прикреплен к основанию *5*, имеющему ограничительный упор *6*. Датчик для измерения сил сжатия (рис. 33.26, *в*) имеет шихтованный упругочувствительный элемент *1*, выполненный из пластин электротехнической стали, и упругий элемент *2*. Обмотка возбуждения *3* и измерительная обмотка *4* расположены на шихтованном сердечнике *1*. Датчик универсального применения имеет достаточно мощный выходной сигнал, высокую жесткость и малые габаритные размеры.

Струнные датчики основаны на принципе преобразования механического напряжения в изменение частоты собственных колебаний вибрирующей струны (резонатора). Собственная частота колебаний струны круглого сечения при воздействии продольной силы

$$f_c \approx \frac{1}{ld}\sqrt{\frac{F}{\pi\rho}},$$

где l — длина струны; d — диаметр струны; ρ — плотность материала струны.

Собственная частота f_c является нелинейной функцией измеряемой силы.

Особенностью датчика этого вида является необходимость установить силу преднарительного натяга, а также обеспечить стабильную колебательную характеристику. Поэтому напряжения преднатяга в струне должны быть небольшими и материал струны должен обладать высокой прочностью и малыми температурными деформациями.

Другой важнейшей частью струнного датчика является частотный преобразователь, имеющий электромеханический возбудитель и механоэлектрический модулятор. При измерении возбудитель создает силу, притягивающую струну, перемещение струны модулятором преобразуется в электрическую ве-

Поляризованные лучи *A* и *B* проходят через упругий элемент *1* и фазовую пластину *5* на анализаторы *6* и *7*, один из которых перпендикулярен к поляризатору *3*, а другой параллелен. После анализаторов лучи попадают на фотоприемники *8*, *9*. Изменение коэффициентов преломления упругооптического элемента *1* под действием механического напряжения вызывает изменение интенсивности света одного из поляризованных лучей, которое преобразуется фотоприемником *8*, *9* в электрический сигнал [8].

33.6. РАЗМЕЩЕНИЕ ДАТЧИКОВ В КОНСТРУКЦИЯХ УЗЛОВ МАШИН

Применение датчиков в конструкциях машин и обеспечение их взаимодействия с системой управления позволяет:

обеспечить оптимальную нагрузку машин для повышения их производительности;

проводить диагностирование и оценку работоспособности машин по характеру изменения рабочих параметров;

осуществлять защиту машин от перегрузок и оценить последствия перегрузок;

выявлять факторы, приводящие к отказам оборудования в процессе эксплуатации;

осуществлять дистанционное наблюдение за техническим состоянием машин, в том числе в условиях малолюдного производства.

Способы монтажа датчиков температуры

Использование датчиков температуры в производственных условиях предполагает размещение их на действующем оборудовании, что повышает надежность путем активного влияния систем диагностирования на рабочие режимы. На рис. 33.29 показаны примеры установки на объектах датчиков кольцевого вида с боковым и центральным выводом.

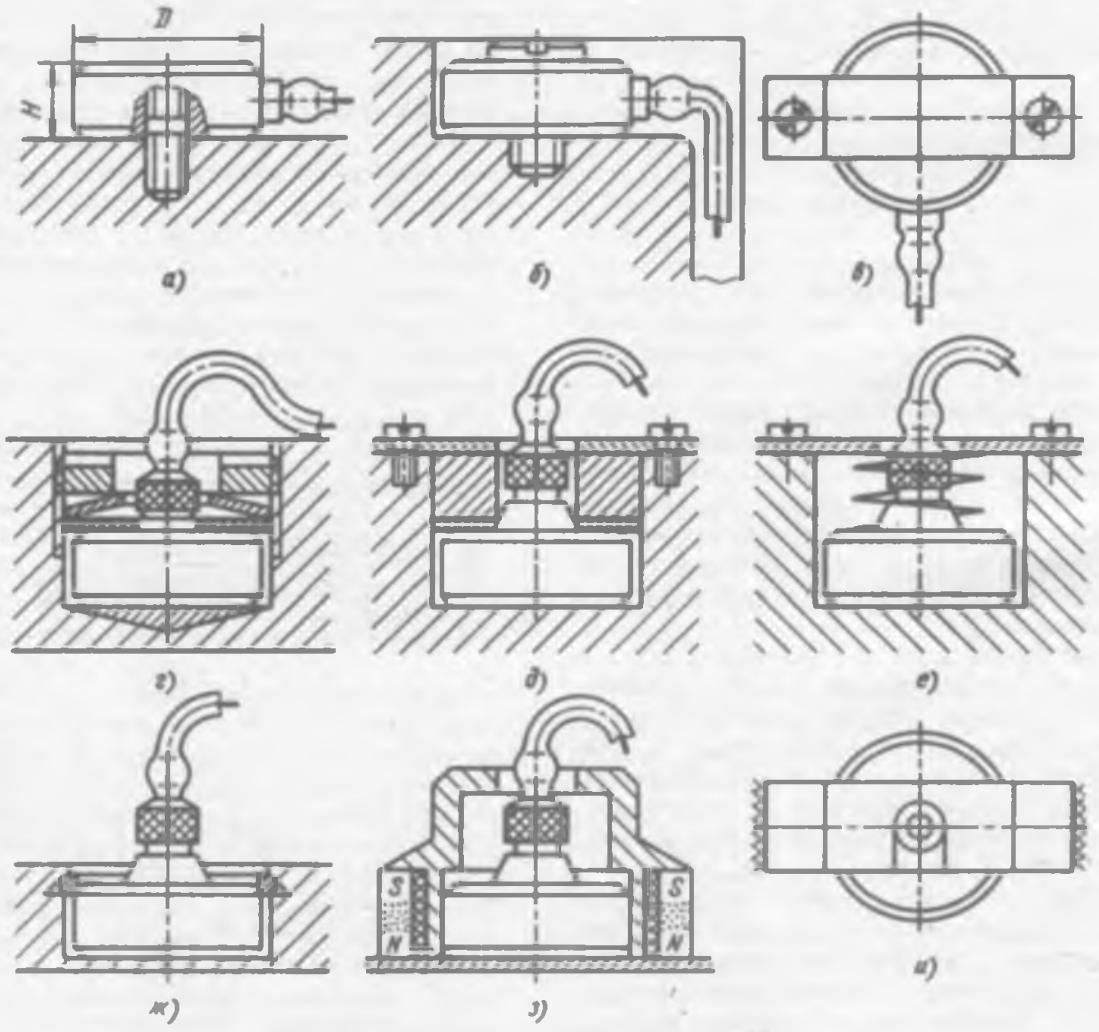


Рис. 33.29. Способы установки датчиков

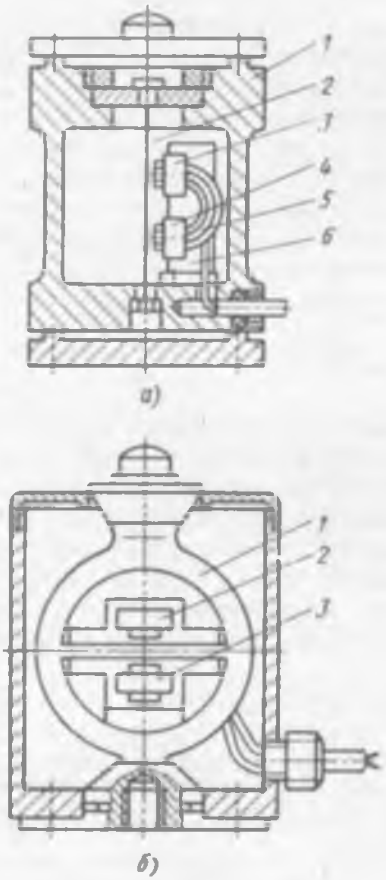


Рис. 33.27. Струнные датчики

личину. Колебания струны поддерживаются возбудителем путем введения обратной связи, замкнутой на модулятор; в результате этого образуется автоколебательная система, частота колебаний которой зависит от приложенной к датчику внешней силы. Преимуществом датчиков этого вида при использовании их в автоматизированных системах контроля и диагностики является возможность непосредственного ввода в ЭВМ частотного сигнала без применения аналого-цифрового преобразователя.

Конструкция датчика с натянутой круглой струной показана на рис. 33.27, *а*. Датчик имеет трубчатый упругий элемент *1*, в котором размещены натянутая струна *2*, возбудитель *3* и модулятор *4*, установленные на кронштейне *6*. Сердечник *5* создает контур обратной связи путем изменения магнитного потока в обмотках датчика.

Датчик с плоской струной (рис. 33.27, *б*) имеет упругий элемент *1*, в котором путем механической обработки выполнена плоская тонкая перемычка, выполняющая колебательное движение при воздействии возбудителя *2*. Модулятор *3* расположен с противоположной стороны струны, что требует коррекции фазы колебаний в цепи обратной связи. Преимуществом датчика этого типа является отсутствие специальных устройств закрепления и натяжения струны.

Оптико-электрические датчики имеют источник оптического излучения, оптический канал и приемник излучения. Измеряемая сила воздействует или на источник излучения, изменяя параметры излучаемого потока, или на оптический канал, модулируя выбранный параметр потока излучения. Некоторые конструкции таких датчиков показаны на рис. 33.28. Волоконно-оптический датчик (рис. 33.28, *а*) имеет упругий элемент *1*, на котором расположены пластины *2* и *3*, каждая из которых имеет часть оптического канала в виде V-образных частей световода *4*, разделенных воздушным зазором. Измеритель (светодиод) *5* создает поток ИК-излучения, которое через оптический канал попадает на приемник *6* (фоторезистор). При воздействии силы и деформировании упругого элемента *1* изменяется зазор между частями светодиода и, как следствие, изменяется интенсивность потока излучения, которая преобразуется приемником в параметры электрического сигнала.

Принцип действия пьезооптического преобразователя механических напряжений показан на рис. 33.28, *б*. Упругий элемент *1* выполнен в виде призмы. Пучок света от источника *2* поляризуется поляризатором *3* в плоскости, наклоненной под углом 45° к направлению главной деформации кристалла упругого элемента, которое конструктивно совпадает с направлением действия силы *F*.

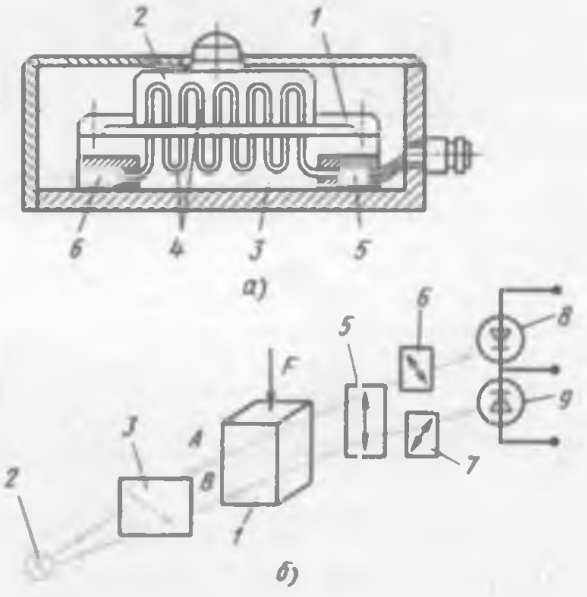


Рис. 33.28. Оптико-электрические датчики

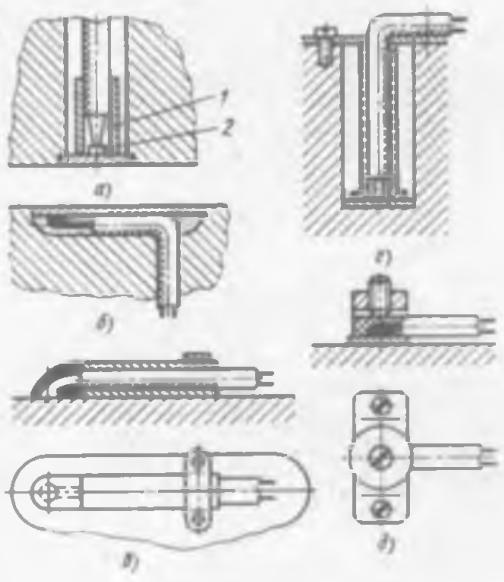


Рис. 33.30. Способы крепления термопар

Датчик может быть закреплен на шпильке (рис. 33.29, *а*). Это обеспечивает хороший теплообмен не только по плоской поверхности контакта, но и по резьбовому стержню шпильки. Для этого вида крепления необходима обработанная плоская поверхность и свободное пространство для поворота датчика при затягивании резьбового соединения.

Если датчик устанавливают посредством прижимного винта (рис. 33.29, *б*), то это позволяет уменьшить размеры посадочного места и монтировать датчик во внутренних закрытых полостях, но тепловой обмен в этом случае затруднен.

Простое крепление датчика обеспечивает конструкция (рис. 33.29, *в*), в которой датчик закрыт защитным кожухом и притягивается винтами небольшого диаметра.

В конструкции, приведенной на рис. 33.29, *г*, датчик устанавливают посредством прижимной гайки, а сила прижима определяется тарельчатой пружиной. Для тепловой стабилизации на датчик устанавливают шайбу из материала с низкой теплопроводностью. Для обеспечения хорошего теплообмена под датчик подкладывают пластину из мягкого металла (свинцово-оловянистый сплав), которую предварительно обжимают плоским пуансоном при монтаже. Это обеспечивает надежный теплообмен при снижении требований к обработке внутренней контактной поверхности.

В конструкциях на рис. 33.29, *д*, *ж* датчик прижимается за счет упругого элемента плоской или цилиндрической пружины. В этом случае повышаются требования к обработке контактных поверхностей. При наличии тонкостенных деталей из ферромагнитных материалов температуру поверхности можно измерять, используя постоянный магнит (рис. 33.29, *з*). Датчик (рис. 33.29, *и*) можно крепить в гнезде с использованием замкового пружинного кольца и профилированной (со скосом) канавки. Это обеспечивает прижим и фиксацию датчика. Быстросъемное соединение датчика с поверхностью обеспечивается посредством упругой скобы с пазом (рис. 33.29, *к*), приваренной или припаянной к поверхности контролируемого объекта.

Варианты конструктивного оформления крепления герметичных термопар *1* [2] показаны на рис. 33.30. При измерении температуры внутренних поверхностей (рис. 33.30, *а*) термопары устанавливают методом контактной сварки на металлической пластине *2*, которая закреплена на внутренней поверхности объекта.

На рис. 33.30, *б* показаны варианты установки термопар на наружной поверхности. Термопары припаивают к поверхности или приваривают контактной сваркой (рис. 33.30, *в*). Термопары в глубинных полостях (рис. 33.30, *г*) размещают, используя трубчатый кожух и круглую пластину, которую крепят сваркой с помощью трубчатого электрода. Для кратковременного измерения температуры применяют прижимные устройства с винтовыми прижимами (рис. 33.30, *д*).

Способы фиксации датчиков стержневого типа показаны на рис. 33.31. Механическое крепление датчика (рис. 33.31, *а*) осуществляется путем прижима его к нагреваемой поверхности скобой и винтами. Такое крепление используют при измерении температуры в замкнутых пространствах с воздушной средой. Для внутреннего измерения температуры в твердых телах можно использовать цанговое устройство (рис. 33.31, *б*), обеспечивающее хороший теплообмен между датчиком и объектом. При измерении температуры жидких и газообразных сред при необходимости герметизации соединения датчика можно использовать конструкцию с резьбовой гайкой и кольцевым уплотнителем (рис. 33.31, *в*). Для такого крепления датчика необходимо резьбовое отверстие в несущей детали. При необходимости измерения температуры в глубоких отверстиях малого диаметра может быть использована конструкция с фасонной вставкой из легкого металла, предварительно опрессованная по форме наконечника датчика (рис. 33.31, *г*). Датчик прижимают посред-

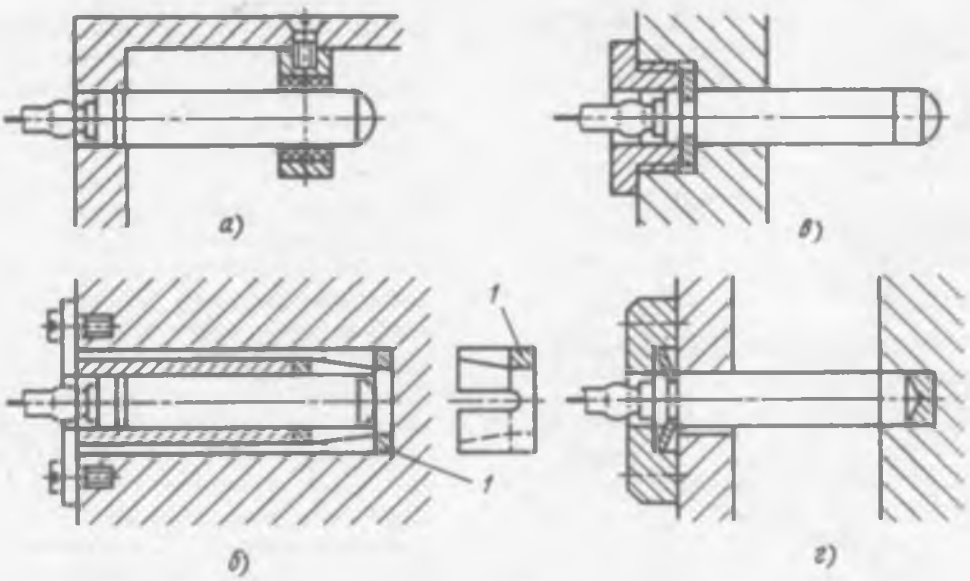


Рис. 33.31. Способы установки датчиков стержневого типа

ством фланца и тарельчатой пружины, закрепленной кольцевой проточкой на корпусе датчика.

Конструкции с резьбовыми креплениями корпуса датчика показаны на рис. 33.32. Резьбовое соединение обеспечивает хороший контакт с контролирующим объектом, не требует дополнительных деталей и позволяет герметизировать место соединения. При измерении температуры жидких сред во внутренних полостях емкостей при достаточной толщине стенки можно использовать конструкцию с удлиненным корпусом и уплотнением по верхней кромке (рис. 33.32, *а*). Для тонкостенных деталей используют конструкцию с дополнительной гайкой (рис. 33.32, *б*, *в*).

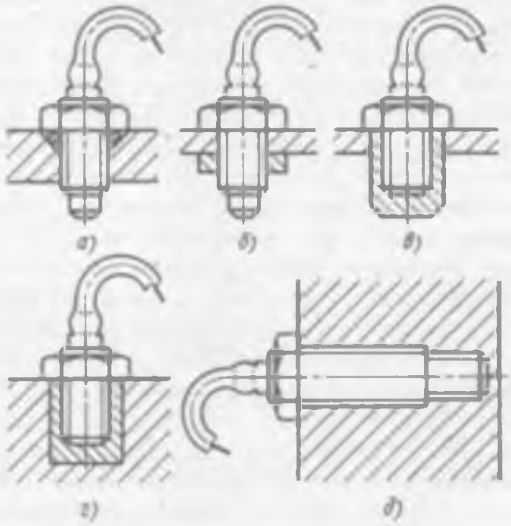


Рис. 33.32. Способы установки датчиков с резьбовым креплением

Использование резьбовой втулки (рис. 33.32, *г*), запрессованной в тело детали, позволяет получить соединение минимальной длины при хорошей теплопередаче в месте контакта. При необходимости измерения в глубоких отверстиях используют конструкцию с удлиненным корпусом с резьбой на конце (рис. 33.32, *д*).

Выбор мест для размещения датчиков температуры

Применение встроенных датчиков температуры позволяет:

определять и поддерживать оптимальный температурный режим машины;

повысить качество продукции путем соблюдения и поддержания технологических условий производства;

предохранить оборудование от температурных перегрузок;

выявлять факторы и условия эксплуатации, приводящих к отказам;

обеспечивать дистанционное измерение, определяющее повышение производительности, безопасность и надежность оборудования.

Датчики нужно встраивать в наиболее энергонагруженные механизмы, узлы машин и систем. К таким устройствам в машинах относятся поверхности трения, фрикционные муфты и тормозные устройства, винтовые пары, червячные и зубчатые передачи, подшипниковые узлы, насосные установки и гидроаппаратура, электродвигатели и электроаппаратура, емкости с рабочей и охлаждающей жидкостью, режущие инструменты, электронные блоки систем управления и др.

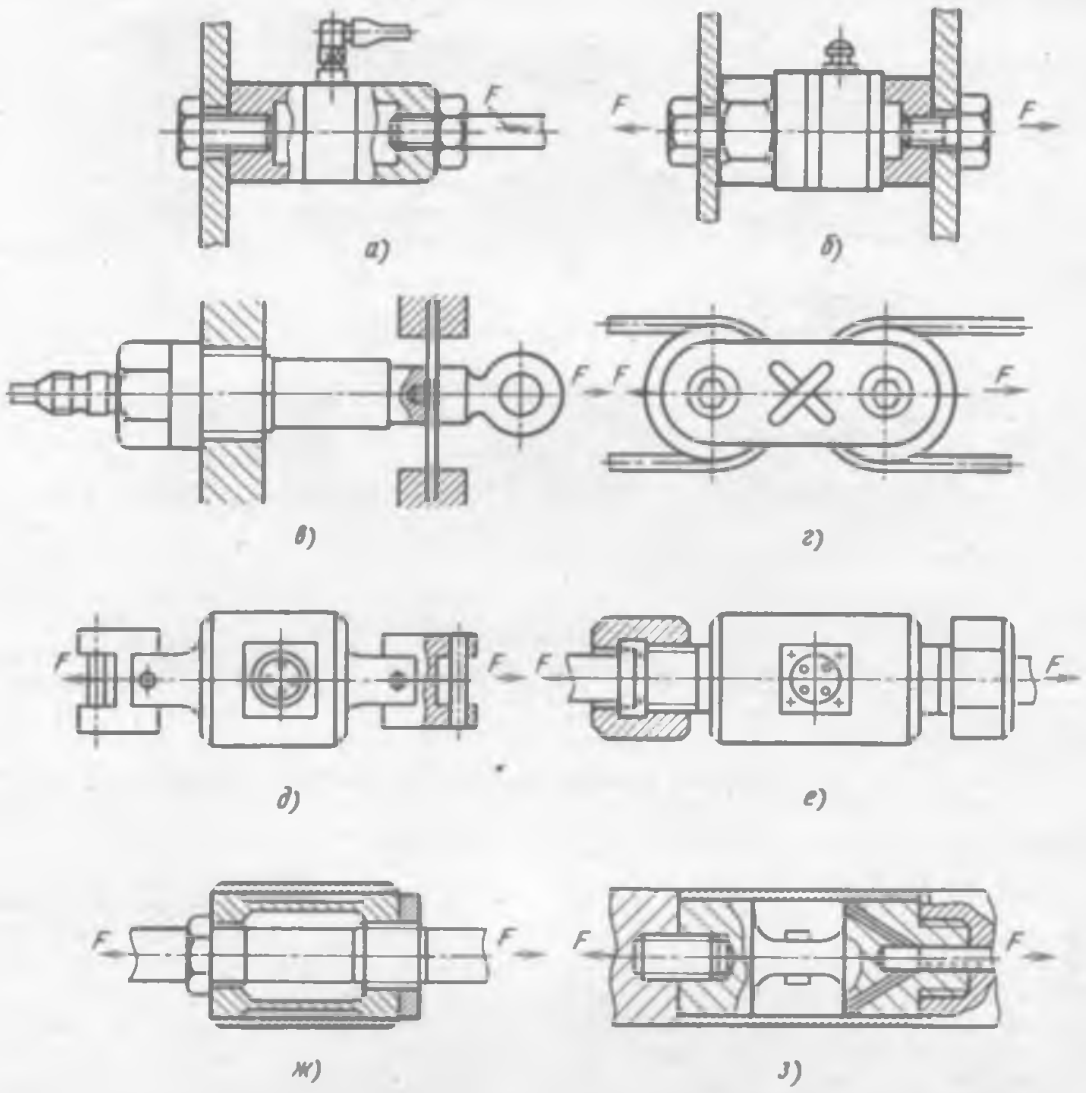


Рис. 33.33. Варианты крепления датчиков для измерения сил растяжения

При создании высоких постоянных нагрузок и скоростных режимов состояние машин могут характеризовать закономерности изменения температуры узлов и механизмов. Для этого датчики температуры встраивают в конструкции машины, а точки установки датчиков определяют исходя из условий возможности их конструктивного размещения в зонах наиболее высоких температур или наибольших возможных изменений температуры.

В большинстве случаев изменение температуры машин во времени описывается экспоненциальной зависимостью. Интенсивность нарастания температуры и перепад температуры в контрольных точках являются динамическими параметрами машин. При сравнении текущих значений этих параметров с эталонными определяют некоторые виды локальных неисправностей.

Расположение точек измерения температуры подшипниковых узлов в зоне между подшипниками целесообразно проверить при встраивании датчика во внутреннее гнездо станины, корпуса.

Для измерения температуры обмоток двигателей датчик приближают к внутренней области машины, при этом используют места крепления транспортных болтов. Температуру теплоносителя (охлаждающей жидкости или рабочего тела) в гидросистемах привода измеряют путем размещения датчика вблизи насосной установки или в зоне повышенной теплоотдачи машины. В двигателях внутреннего сгорания температуру масла измеряют в нижней части картера.

Способы монтажа датчиков силы

Способы крепления при встраивании в конструкции узлов различны для датчиков растяжения и сжатия, а также для датчиков с большой силораспределительной поверхностью. Датчики растяжения (рис. 33.33)

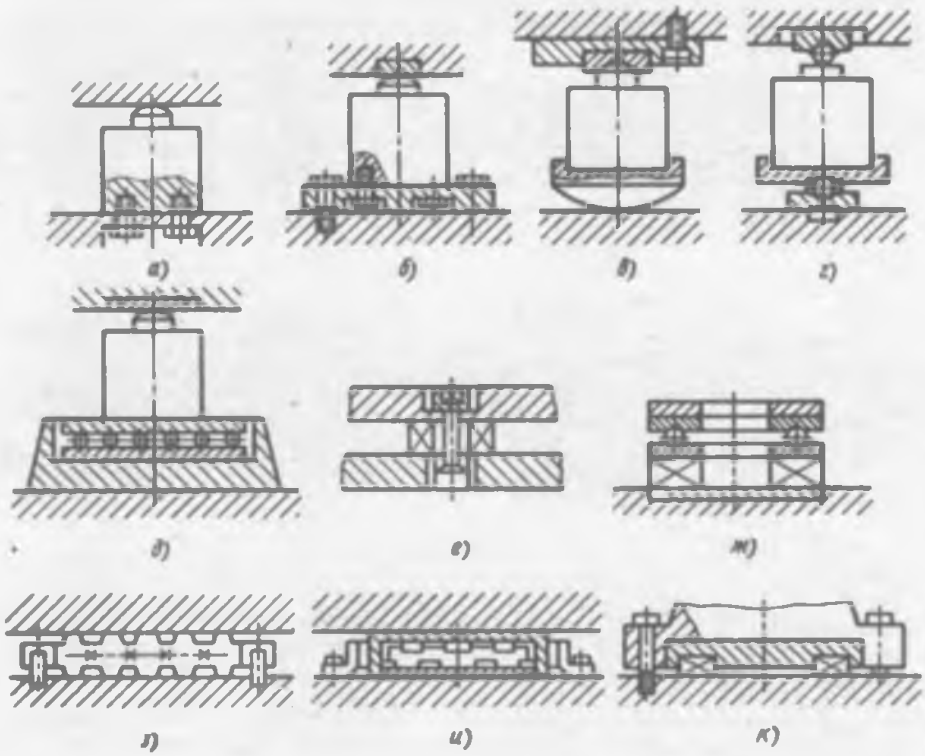


Рис. 33.34. Варианты крепления датчиков для измерения сил сжатия

устанавливают с помощью винтовых соединений (рис. 33.33, *а, б*), проушин и тросов (рис. 33.33, *в, г, д*); в этом случае датчики самоустанавливаются по направлению действия сил и не требуют регулировочных работ, но при этом силопередающая цепь разрывается для встраивания датчика. В конструкции с целиковым валом (рис. 33.33, *ж*) датчик с трубчатым упругим элементом устанавливают посредством резьбового соединения, расположенного на валу, и с помощью гаек создается предварительный натяг упругого элемента. Для уменьшения габаритных размеров датчик может иметь крепления с внутренним каналом (рис. 33.33, *з*) для отвода проводников от чувствительных преобразователей.

Датчик сжатия (рис. 33.34) устанавливают посредством плит и шарнирных соединений, предохраняющих датчики от воздействия поперечных сил. Простая конструкция крепления датчика (рис. 33.34, *а*) предполагает размещение датчика непосредственно на деталях узла. Наличие опорных плит создает лучшие возможности монтажа и наладки датчика (рис. 33.34, *б*). Датчики с двумя шарнирными соединениями (рис. 33.34, *в, г*) используют в узлах, в которых устранено воздействие поперечных сил. Датчики этого вида самоустанавливаются при измерении осевых сил. Самоустанавливающая конструкция с шариковой опорной поверхностью (рис. 33.34, *д*) позволяет уменьшить влияние поперечных сил и обеспечивает поперечную развязку при значительных поперечных смещениях. Датчики типа «измерительная шайба» крепят, используя податливый резьбовой стержень (рис. 33.34, *е*), который воспринимает поперечные силы при использовании многокомпонентных датчиков силы. При наличии вращения силовводящего элемента используют конструкцию с упорным подшипником (рис. 33.34, *ж*). Нажимные плиты (рис. 33.34, *з, и, к*) воспринимают силу, распределенную по поверхности; они не требуют точного расположения относительно направления действия сил, так как осуществляют интегрирование силового воздействия.

От перегрузки датчики защищают посредством упоров разного вида (рис. 33.35). Конструкция с жестким упором (рис. 33.35, *а*) при небольшом измерительном перемещении требует точной регулировки упора и тщательной обработки контактных поверхностей.

При больших измерительных ходах (рис. 33.35, *б*) подгонка упора упрощается, но снижаются динамические свойства измерительного устройства. В датчиках растяжения функцию предохранительного устройства выполняет внешний корпус (рис. 33.35, *в*), который выбирают из условий действия максимальных перегрузок.

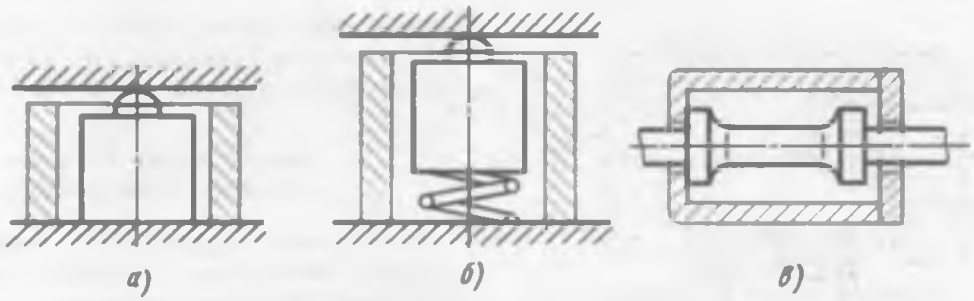


Рис. 33.35. Предохранительные устройства датчиков сил

Выбор мест размещения датчиков силы

Особенностью применения датчиков силы является необходимость их встраивания в силопередающую цепь машины, что может быть сделано только путем проектирования машины с учетом особенностей датчиков. Это гарантирует удовлетворительную работу силопередающей цепи и выполнение требований по обеспечению жесткости и прочности. С помощью датчиков силы проводят контроль равномерности и характера силового нагружения; контроль дисбаланса вращающихся масс; автоматический контроль и диагностирование состояния инструмента; измерение динамических нагрузок крепежных деталей и контактных напряжений в штампах, прессах, в машинах для точечной сварки; измерение сил в установках прочностных испытаний конструкционных материалов; измерения сил резания в металлорежущих станках; измерение ударных нагрузок и диагностирование ходовой части транспортных устройств; измерение сил фиксации в подшипниковых узлах и опорных реакций приводов машин, силовые измерения в балансировочных приспособлениях; измерение сил в вибрационных стендах при оценке амплитудно-фазочастотных характеристик узлов машин; измерение реактивных сил при стендовых испытаниях тормозных устройств.

Возможно использование датчиков силы в электромеханических устройствах для определения массы. Такие устройства применяют в металлургии, горнодобывающих машинах, при производстве бумаги, стекла, в транспортных машинах. Платформенные весы являются универсальным типом силоизмерительных устройств и позволяют определить нагрузки на оси машин, от сыпучих грузов и жидкостей в емкостях различного вида. Крановые весы используют в металлургическом производстве для предохранения кранов от перегрузок и определения массы сталеразливочного ковша.

Эффективно использование датчиков силы для контроля нагружения машин. Силу, действующую на трос подъемного устройства роторного экскаватора, измеряют датчиком силы. Повышение заданного значения силы вызывает появление сигнала о перегрузке.

Силоизмерительное устройство буровой установки имеет два датчика силы, посредством которых поддерживается постоянной сила подачи инструмента. Для предотвращения опрокидывания и контроля нагрузок мостовых кранов для контейнеров измерительные датчики контролируют натяжения троса и суммарную нагрузку крана.

В испытательных стендах при измерении крутящего момента, развиваемого балансирным двигателем, используют датчик силы, который воспринимает момент через коромысло, жестко закрепленное на корпусе двигателя, установленного на вращающихся опорах.

Диагностирование технологического процесса прокатных станов по силовым параметрам позволяет избежать перегрузок и поддерживать необходимую силу прокатки. Наибольшее значение имеет измерение силы под корпусом опорного вала. Используют также датчики, установленные между гайкой и установочным винтом. Косвенное измерение силы прокатки путем использования деформаций литой части станины имеет низкую точность, что определяется нелинейностью и гистерезисом упругих свойств литого материала станины.

На рис. 33.36 показаны примеры встраивания датчиков силы в инструментонесущие узлы металлообрабатывающего станка для контроля состояния режущего инструмента. В конструкции с револьверной головкой датчик *1* (рис. 33.36, *а*) контролирует силу прижима в зацеплении плоских зубчатых колес *3*, которые определяют положение инструментального диска *2* относительно корпуса *4*. Датчики *5*, установленные под опорной поверхностью головки, воспринимают три составляющие силы резаний, возникаю-

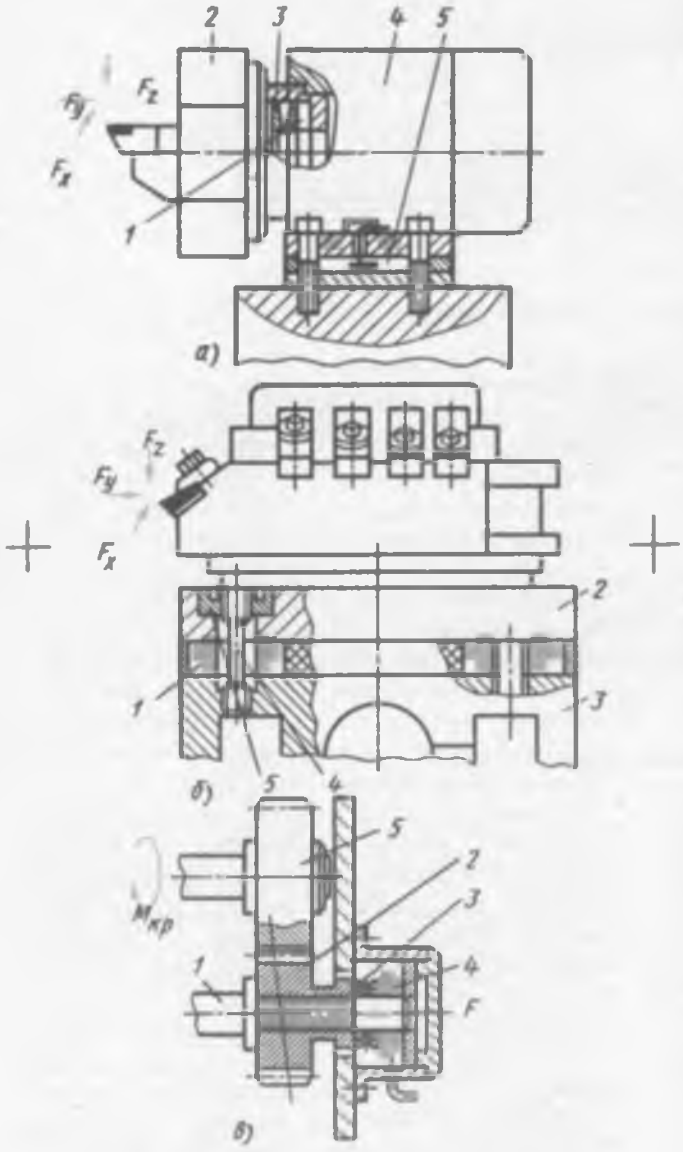


Рис. 33.36. Встраивание датчиков силы в узлы станка

щие при обработке. Другой принцип измерения сил резания с помощью специальных датчиков *1* типа измерительных шайб показан на рис. 33.36, *б*. Датчики установлены между опорными плоскостями деталей *2* и *3* с предварительным натягом, который создается винтом *4* с гайкой *5*. Сигнал от четырех датчиков суммируется электронным блоком, что обеспечивает интегрирование создаваемой силы.

Конструкция предохранительного устройства для сверлильного инструмента показана на рис. 33.36, *в*. На шлицевой части вала *1* установлена косозубая шестерня *2*, которая через упорный подшипник *3* воздействует на датчик *4*. Шестерня *2* находится в зацеплении с шестерней *5*, установленной на шпинделе, несущем инструмент. При нагружении косозубой передачи крутящим моментом возникает осевая сила P, которая через подшипник передается на датчик.

Предохранение датчиков в условиях эксплуатации

В условиях эксплуатации встраиваемые датчики подвержены воздействию вредных факторов, связанных с влиянием внешней среды (влажность, запыленность, электрические и магнитные поля, механические и вибрационные воздействия, нестабильные температурные потоки, попадание агрессивных жидкостей, вызывающих коррозию, и т. д.).

Предохранение датчиков, электрических проводников и блоков от этих воздействий осуществляется применением специальных конструктивных мероприятий с использованием вспомогательных устройств, устраняющих вредные воздействия.

Защита от механического воздействия, когда датчик находится на наружной поверхности объекта в зоне расположения подвижных звеньев машины и внешних устройств, осуществляется посредством защитных экранов. Экран *4* охватывает датчик *1* (рис. 33.37, *а*) и прикреплен к поверхности объекта механическим или клеевым соединением. Проводники *2* датчика расположены в металлическом гибком шланге *3*, который крепят к экрану *4* датчика и распределительной панели вторичного блока *5*. При воздействии на датчик нестабильных тепловых потоков внутри экрана устанавливается теплоизоляционный слой (расположены асбестовые прокладки), снижающий влияние теплового фактора. При слишком большом влиянии влажности и пыли необходимы дополнительные уплотнения *6*, которые охватывают датчик и герметизируют все контактные поверхности.

При встраивании датчика *1* во внутреннее гнездо рабочего объекта (рис. 33.37, *б*) проводники *2* укладывают в паз и выводят на внешний разъем. Для размещения запасной части проводников имеется ниша. Снаружи датчики и проводник закрывают пластиной *4*, которую крепят к поверхности объекта. При расположении датчика в гнезде проводники могут быть выведены на поверхности с использованием защитного металлического шланга *3* (рис. 33.37, *в*).

Если имеют место слишком сильные электрические и магнитные поля, то возникает необходимость в металлических многослойных экранах из электропроводных и ферромагнитных материалов. Защитные устройства

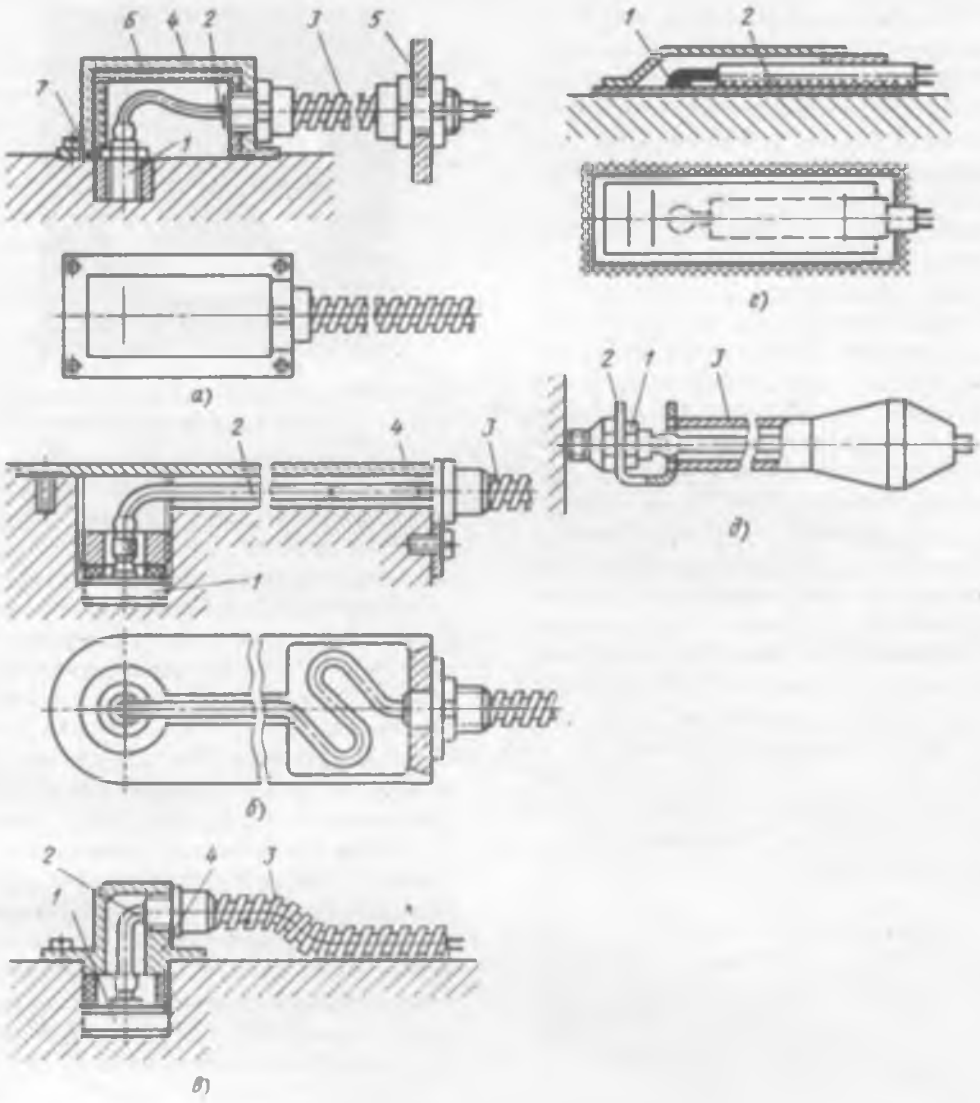


Рис. 33.37. Способы предохранения датчиков

для термопар прикрепляют к детали с помощью механического крепления или контактной сваркой. Пример такого устройства для наружного расположения термопары показан на рис. 33.37, *г*.

Для периодического измерения температуры узлов машин датчик *1* монтируют на скобе *2* с рукояткой *3* (рис. 33.37, *д*). Его использует оператор при профилактическом осмотре узлов и механизмов.

33.7. АППАРАТУРА ДЛЯ ДИСТАНЦИОННЫХ ИЗМЕРЕНИЙ

Рентгеновская томография

Это высокоэффективный метод неразрушающего контроля. Вычислительная томография реализует возможность решения обратной задачи интроскопии: по объемной информации об интенсивности прошедшего сквозь контролируемый объект в различных направлениях излучения найти распределение линейного коэффициента ослабления, связанного с плотностью материала внутри объема контролируемого объекта. К сожалению, в настоящее время пока нет качественных и надежных трехмерных индикаторов и поэтому оператор изучает послойные изображения (томограммы) контролируемого объекта. Томограммы по сравнению с обычным рентгеновским изображением имеют гораздо большую информативность, поскольку детально показывают внутреннюю геометрическую структуру, распределение плотности и элементного состава материалов, что невозможно при использовании обычных методов. Повышенный объем информации и ее детализация в

рентгеновской вычислительной томографии могут быть получены за счет применения большого количества первичных измерительных преобразователей, сканирования контролируемого объекта путем движения его или элементов аппаратуры, снижения погрешности измерения с помощью известных в радиационной технике мер и совместной обработки полученной информации на ЭВМ.

Реализация рентгеновской вычислительной томографии строится на различных способах реконструкции изображения, среди которых чаще всего отдают предпочтение алгоритму обратного проецирования с фильтрацией сверткой. Быстрота получения изображения в конечном счете определяется сканирующим устройством и процедурой обратной дискретной свертки, требующей многочисленных операций умножения, количество которых связано с кубом размерности матрицы изображений. Например, для матрицы изображения размером 256×256 элементов необходимо выполнить около 2×10^7 операций. В связи с этим для проведения этих расчетов используют специальный процессор.

В общем виде рентгеновский томограф состоит из следующих основных блоков (рис. 33.38): источника излучения *ИИ* с малым фокусным пятном; сканирующего устройства *СУ* в виде механизма точного перемещения контролируемого объекта *КО* относительно источника излучения; комплекта первичных измерительных датчиков *КД* (до 2000 шт.); блока первичной обработки *БО*; *ЭВМ* со спецпроцессором *СП* и средствами вывода графической информации *СГ*.

Оператор по своему усмотрению с учетом целей контроля может выводить результаты рентгеновского томографа на дисплей, в том числе и с цветной индикацией, документировать информацию разного вида путем распечатки всего изображения или отдельных его количественных характеристик, проводить калибровку и диагностику томографа в целом. Выходная информация томографа с помощью ЭВМ может выводиться по-

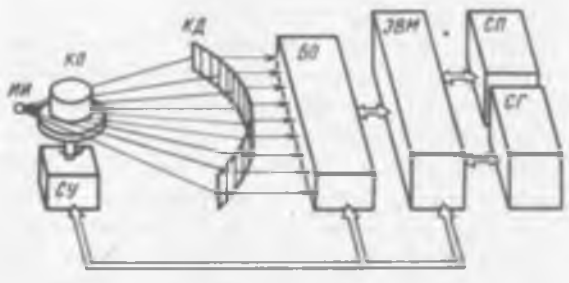


Рис. 33.38. Схема рентгеновского томографа

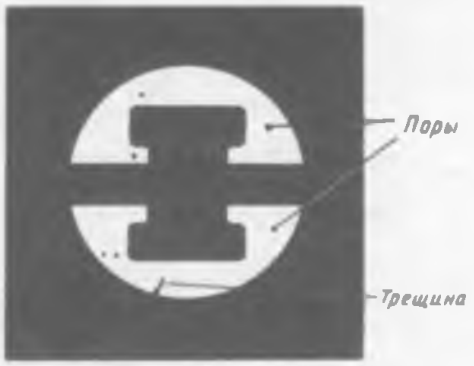


Рис. 33.39. Рентгеновская томограмма литого поршня с порами и трещиной

разному: с изменением масштаба в разных поперечных сечениях контролируемого объекта, с разным контрастом, с указанием числовых показателей для выбранной области

В настоящее время рентгеновскую томографию применяют при контроле объектов с небольшим затуханием излучения, в частности объектов из легких сплавов, композиционных материалов, углепластов, резины, дерева размерами от 25 мм до 1,2 м при разрешении по коэффициенту линейного ослабления от 0,2 % [14].

Метод рентгеновской томографии обладает весьма высокой относительной чувствительностью (0,1—0,2 %) и разрешающей способностью (обнаружение дефектов с раскрытием 0,05 мм), что примерно на порядок выше обычной радиографии. Весьма эффективен этот метод диагностики в космической и атомной энергетике (рис. 33.39).

Ультразвуковая томография

Если при рентгеновской томографии лучи распространяются прямолинейно, то при ультразвуковой акустические сигналы испытывают трансформацию, отражение и преломление. Это обстоятельство существенно затрудняет разработку и применение ультразвуковой томографии.

Существуют два основных направления, по которым развивается ультразвуковая томография. Первое связано с регистрацией отраженных от несплошностей акустических сигналов — эхо-томография, а второе — с регистрацией прошедшего сигнала — трансмиссионная томография. Эхо-томографию целесообразно использовать для обнаружения воздушных несплошностей, находящихся в однородно-изотопном теле. В связи с тем, что ультразвуковые колебания практически не проходят через несплошности и невозмож-

но получать большое число требуемых теневых проекций при диагностике контролируемого объекта, второе направление пока нашло применение только в медицине. В основе эхо-томографии лежит принцип эхо-локации, т. е. регистрируя время прихода, амплитуду и направление приема эхо-импульса, можно получать информацию о характере дефекта, его размерах и месте залегания. Благодаря большой информативности принимаемых сигналов существенно упрощается алгоритм обработки информации по сравнению с рентгеновской томографией. Зачастую появляется возможность отказаться от цифровой обработки информации.

В отличие от рентгеновской томографии для получения объемной информации о состоянии контролируемого объекта производят сканирование датчика относительно объекта. Применяют в основном два вида сканирования — секторное и линейно-секторное. В первом случае ультразвуковой пучок вводится в одну точку поверхности контролируемого изделия, но под разными углами. При этом регистрируется угол ввода, время и амплитуда сигнала. Линейно-секторное сканирование предусматривает ввод ультразвукового луча в различных точках поверхности, лежащих в плоскости сканирования. Дополнительным информативным источником, помимо указанных выше, является местоположение датчика.

Большое развитие в последнее время получили устройства, где акустический блок построен по принципу фазированной решетки. Такое построение позволяет осуществлять формирование ультразвукового пучка и его сканирование чисто электронными методами.

При совместной обработке поступающей информации объекта контроля *ОК* (рис. 33.40) восстанавливается полное сечение объекта. В общем случае ультразвуковые томографы имеют генератор зондирующих импульсов

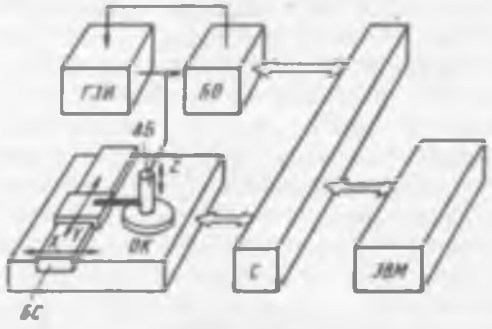


Рис. 33.40. Схема ультразвукового томографа

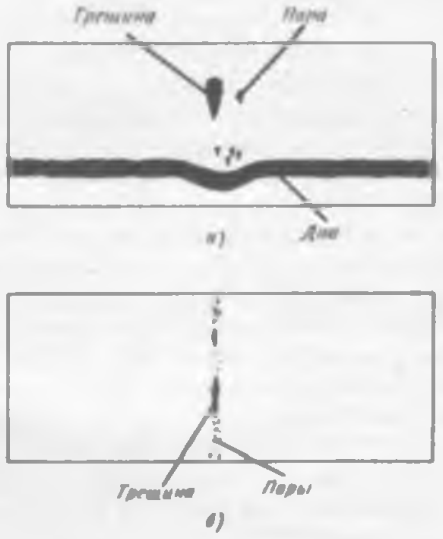


Рис. 33.41. Ультразвуковые томограммы сварного шва с трещиной и порами:

а — поперечное сечение шва; *б* — продольное сечение шва, параллельное поверхности изделия

ГЗИ, акустические блоки *АБ*, блок сканирования *БС*, электронный блок обработки *БО*, блок сопряжения *С* с ЭВМ; ЭВМ.

По сравнению с рентгеновскими ультразвуковые томографы безопасны и более чувствительны к обнаружению трещиноподобных дефектов. При ультразвуковой томографии удается обнаруживать трещины с раскрытием 10^{-5} мм и мельчайшие (0,01 мм) округлые дефекты (поры, флокены, включения). Наиболее эффективно их применять при контроле изделий из керамики, металлокомпозитов, стальных отливок сложной формы (рис. 33.41).

Весьма перспективны ультразвуковые томографы с трехмерным сканирующим устройством и иммерсионным вводом ультразвукового луча. Такие установки в сочетании с ЭВМ позволяют получать изображение сечения контролируемого изделия как вдоль распространяющегося луча, так и перпендикулярно к нему.

Бесконтактные теплотехнические методы

Излучательная способность реальных объектов, встречающихся в машиностроении, существенно меньше единицы, в результате этого возникают методические погрешности измерений, связанные с предварительной градуировкой измерительных приборов по абсолютно черному телу. Повышение точности измерений достигается введением в показания поправок на основе экспериментального опре-

деления среднего значения излучательной способности машин в условиях эксплуатации.

Для повышения надежности и производительности прокатных станов прессов горячей штамповки, трубопрокатного оборудования и др. необходимо контролировать температуру заготовок, так как она является одним из определяющих параметров технологического процесса. Для нормального функционирования это оборудование оснащают средствами бесконтактного измерения температуры в диапазоне 650—1000 °С. При этом должны соблюдаться требования к измерителям температуры: допустимая погрешность не более 2 %; быстродействие не хуже чем 1 с; максимальная надежность. Исходя из этих требований, для контроля можно применять пирометры, построенные по схеме непосредственного измерения электрического сигнала на приемнике излучения с фотодиодом в качестве чувствительного элемента. В качестве калибровочного прибора можно использовать термопару типа хромель-алюмель.

Тепловизионные системы позволяют анализировать тепловые изображения машин и определять местоположение на объекте экстремумов температуры и изменение температуры в процессе функционирования. Перспективными областями применения тепловизоров является дефектоскопия машин при проведении динамических испытаний, обкатки и использования в тяжелых режимах нагружения.

Источником теплового излучения при возникновении усталостного разрушения металла является зона вокруг трещины, образовавшейся под воздействием нагрузок. При диагностировании болтовых и заклепочных соединений процессу возникновения трещины предшествует трение элементов соединения в зоне крепежа. Это сопровождается выделением тепла, которое и приводит к локальному повышению температуры.

Локализация зон повышенной температуры позволяет определять некоторые отказы машин на стадии их зарождения. Тепловой метод эффективен при диагностировании ременных передач комбайнов и других машин, у которых изнашивание ремней, вызванное проскальзыванием и усталостными явлениями, сопровождается их температурными изменениями.

Подшипниковые узлы машин, зубчатые и червячные передачи, процессы резания при металлообработке являются источниками тепловыделения, что позволяет диагностировать эти механизмы при использовании тепловизоров путем сравнения контрольной и эталонных термограмм.

Важной областью использования сканирующих тепловизоров является контроль и диагностирование электронных устройств систем управления машин. Получаемые с помощью тепловизоров электронные блоки и печатные платы и интегральные схемы используют при диагностике.

Перспективно применение тепловизоров при исследовании, отработке и регулировании режимов работы газотурбинных, внутреннего сгорания и других двигателей.

33.8. МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ИСПЫТАНИЙ НА ПРОЧНОСТЬ МАТЕРИАЛОВ И МАШИН

Общая тенденция развития современного машиностроения характеризуется стремлением к использованию материалов с оптимальным сочетанием характеристик прочности и пластичности, которые должны обеспечивать достаточно надежную работу машин во все усложняющихся эксплуатационных условиях, связанных с увеличением сроков их службы (ресурса), наличием различного рода агрессивных сред, существенным расширением диапазона рабочих температур и др.

В целом эта тенденция привела к выдвижению новых требований при проектировании элементов машин и конструкций и, как следствие этого, к изучению наряду с известными стандартными характеристиками свойств конструкционных материалов некоторых новых параметров, характеризующих сопротивление циклическому упругопластическому деформированию (малоцикловая усталость), распространению трещин (трещиностойкость), прочность и пластичность при неодноосном нагружении и т. п. Разработка и развитие методов механических испытаний связаны с решением двух основных проблем:

совершенствование методов и средств экспериментального определения общепринятых стандартных характеристик механических свойств, используемых для сравнительной оценки вновь разрабатываемых конструкционных материалов и соответствующих вариантов технологических процессов (выплавка, переплавка, термическая, термомеханическая, химико-термическая обработка);

развитие методов и средств испытаний для определения критериальных характеристик механического поведения материалов, используемых при расчете прочности и ресурса конструкций с учетом условий их эксплуатации.

Испытательные машины и установки для определения характеристик механических свойств материалов

Испытания на статическое растяжение (разрыв) проводят на специальных или универсальных установках, имеющих в основном электромеханический или гидравлический привод, а также оснащенных системами измерения и регистрации нагрузок и деформаций с записью на двухкоординатных приборах диаграмм растяжения. В соответствии с действующими стандартами в этих случаях определяют следующие характеристики механических свойств: $\sigma_т$ (или $\sigma_{0,2}$), $\sigma_в$, E, а также относительное удлинение δ_k, сужение ψ_k и сопротивление разрыву S_k. Эти величины являются расчетными как при определении основных размеров конструкций, так и при поверочных расчетах [6].

Характеристики длительной прочности и ползучести определяют, как правило, в области высоких температур при осевом растяжении образца. В силу этого соответствующие испытательные машины оснащают нагревательными устройствами для одного или цепочки из нескольких образцов. Нагружающие устройства таких машин имеют достаточно простые механические или, реже, электромеханические системы приложения нагрузки. К ним относятся устройства с непосредственным приложением силы в виде подвесных грузов, с нагружением посредством рычажного механизма, с созданием нагрузки от предварительно напряженных пружин и т. п. Все эти системы должны обеспечивать постоянство прикладываемой к образцу силы независимо от изменения его геометрии. Кроме того, указанные установки снабжают устройствами регулирования температуры на образцах и устройствами измерения и регистрации деформации в процессе испытаний. При этом экспериментальному определению в соответствующем диапазоне температур подлежат пределы длительной прочности материала $\sigma^{t,\tau}$ для заданного времени нагружения τ, а также характеристики его пластичности, выраженные через продольную деформацию $\varepsilon^{t,\tau}$ или относительное поперечное сужение $\psi^{t,\tau}$.

Испытательные машины и установки для циклического нагружения образцов как в области многоцикловой, так и малоцикловой усталости имеют различные схемы нагружения (растяжение-сжатие, кручение, чистый или консольный изгиб, изгиб с вращением), которые реализуются электромеханическими, электрическими, гидравлическими и электрогидравлическими силовозбудителями [17].

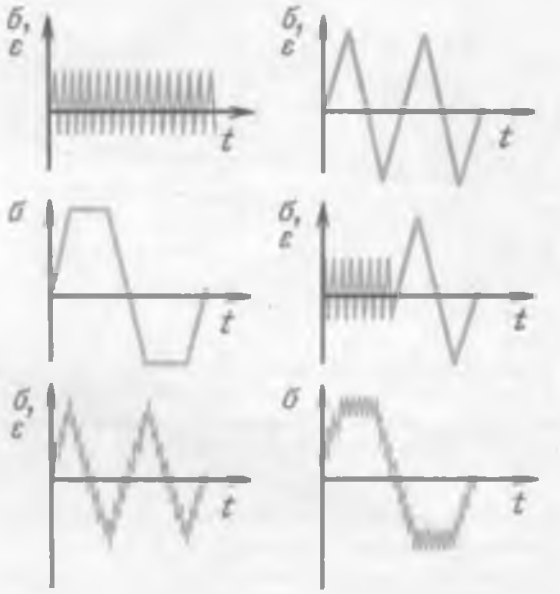


Рис. 33.42. Режимы изменения напряжений и деформаций

К электромеханическим возбудителям переменных нагрузок при циклических испытаниях относят силовые приводы с кривошипным механизмом, инерционные вибровозбудители, устройства с передачей винт-гайка. Два первых способа возбуждения применяют в основном на машинах для испытаний на многоцикловую усталость с частотами приложения нагрузки от единиц до нескольких десятков герц. Модификации таких установок с приводом малоциклового (повторного статического) нагружения позволяет воспроизводить спектр режимов изменения напряжений σ или деформаций ε (рис. 33.42), частота f которых изменяется в диапазоне от 0,01 до 30 Гц, а максимальная амплитуда нагрузки составляет 50 кН [10].

Возбуждение осевой знакопеременной нагрузки с помощью передачи винт — гайка используют в основном на малоцикловых испытательных установках, работающих по принципу обратной связи от датчиков нагрузки (мягкий режим) или датчиков деформации (жесткий режим). Частота нагружения на таких установках 0,01—0,5 Гц, а максимальные нагрузки — до 1000 кН.

Установки с гидравлическим способом возбуждения динамических нагрузок имеют два основных типа рабочего гидроцилиндра — одностороннего и двустороннего действия. Гидравлический способ возбуждения циклических нагрузок сводится к попеременному впрыскиванию в силовой цилиндр *2* (рис. 33.43) испытательной машины и отсасыванию из него посредством специального агрегата минерального масла. Наряду с установ-

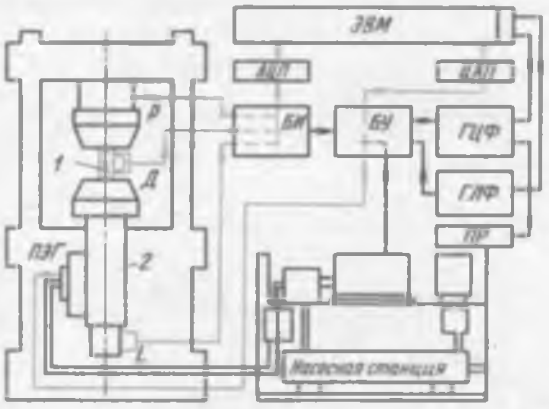


Рис. 33.43. Схема установки для программируемых циклических испытаний

ками для испытания образцов *1*, гидравлические цилиндры используют и на многокомпонентных стендах для натурных исследований прочности машин и конструкций в целом.

Универсальными с точки зрения возможностей воспроизведения режимов нагружения являются испытательные установки с электрогидравлическим силовозбуждением. Установка такого типа обеспечивает воспроизведение силовым гидроцилиндром формы цикла и параметров нагружения, задаваемых соответствующим аналоговым сигналом, который направляется на электрогидравлический преобразователь *ПЭГ*. Установка снабжена измерительными системами в виде динамометра с датчиками *Р* измерения силы, деформометра с датчиками *Д* измерения деформаций и системой *L* для измерения перемещения активного захвата. Задающий аналоговый сигнал вырабатывается генераторами циклических *ГЦФ* или линейных *ГЛФ* функций с возможным программированием его программатором *ПР* и направляется в блок управления *БУ*. Сюда же приходит усиленный в блоке измерения *БИ* сигнал с датчиков установки. Насосная станция установки осуществляет питание ее гидросистемы по магистралям высокого и управляющего давления. При проведении экспериментальных исследований в условиях, приближенных к эксплуатационным режимам нагружения конструкций, электрогидравлические испытательные установки оснащают управляющими ЭВМ с целью автоматизации сбора, обработки и хранения экспериментальной информации, а также управления экспериментом по программно-задаваемым параметрам, образуя автоматизированные испытательные комплексы [10, 15], для преобразования вводимой и выводимой информации используются блоки *АЦП* и *ЦАП*.

Для оценки характеристик сопротивления усталости материала в многоцикловой области (число циклов $N > 10^4 \ldots 10^5$) проводят усталостные испытания лабораторных образцов. По результатам испытаний строят либо кривые усталости в координатах напряжение σ — долговечность N, либо полные вероятностные диаграммы усталости [6]. Область малоцикловой усталости характеризуется наличием повторного упругопластического деформирования и определяется долговечностью по моменту образования макротрещины и окончательному разрушению от 10 до $5 \cdot 10^4 \ldots 10^5$ циклов. Циклическое деформирование в упругопластической области в мягком ($\sigma_a = \text{const}$) и жестком ($\varepsilon_a = \text{const}$) режимах сопровождается образованием петли гистерезиса, характеризующей работу упругопластического деформирования за полный цикл изменения сил. По результатам испытаний на малоцикловую усталость строят кривые малоцикловой усталости (в основном для жесткого нагружения). Оценка долговечности (живучести) элементов машин и конструкций на стадии развития трещины осуществляется, как правило, с использованием представлений линейной или нелинейной механики разрушения [6] на основе экспериментальных данных, полученных с использованием испытательных машин.

Из электрических способов возбуждения переменных нагрузок на усталостных испытательных машинах наиболее широкое применение нашли электромагнитный, электродинамический и магнитострикционный способы. В машинах с электромагнитным возбуждением колебания упругой системы вызываются и поддерживаются периодическими электромагнитными силами притяжения, возникающими при прохождении магнитного потока через массу якоря, прикрепленного к испытываемому объекту (рис. 33.44, *а—в*).

В машинах с электродинамическим возбуждением колебания вызываются и поддерживаются силами, возникающими при прохождении переменного тока через катушку, находящуюся в постоянном магнитном поле и прикрепленную к испытываемому объекту (рис. 33.44, *з, г, д*). Частота возбуждения колебаний в электродинамических машинах определяется частотой переменного тока, циркулирующего в катушке. Эти возбудители могут развивать значительные силы и работают чаще всего в резонансном режиме. На рис. 33.44, *е* показана схема резонансной машины для высокочастотных испытаний на усталость при симметричном цикле растяжения-сжатия с возбудителем продоль-

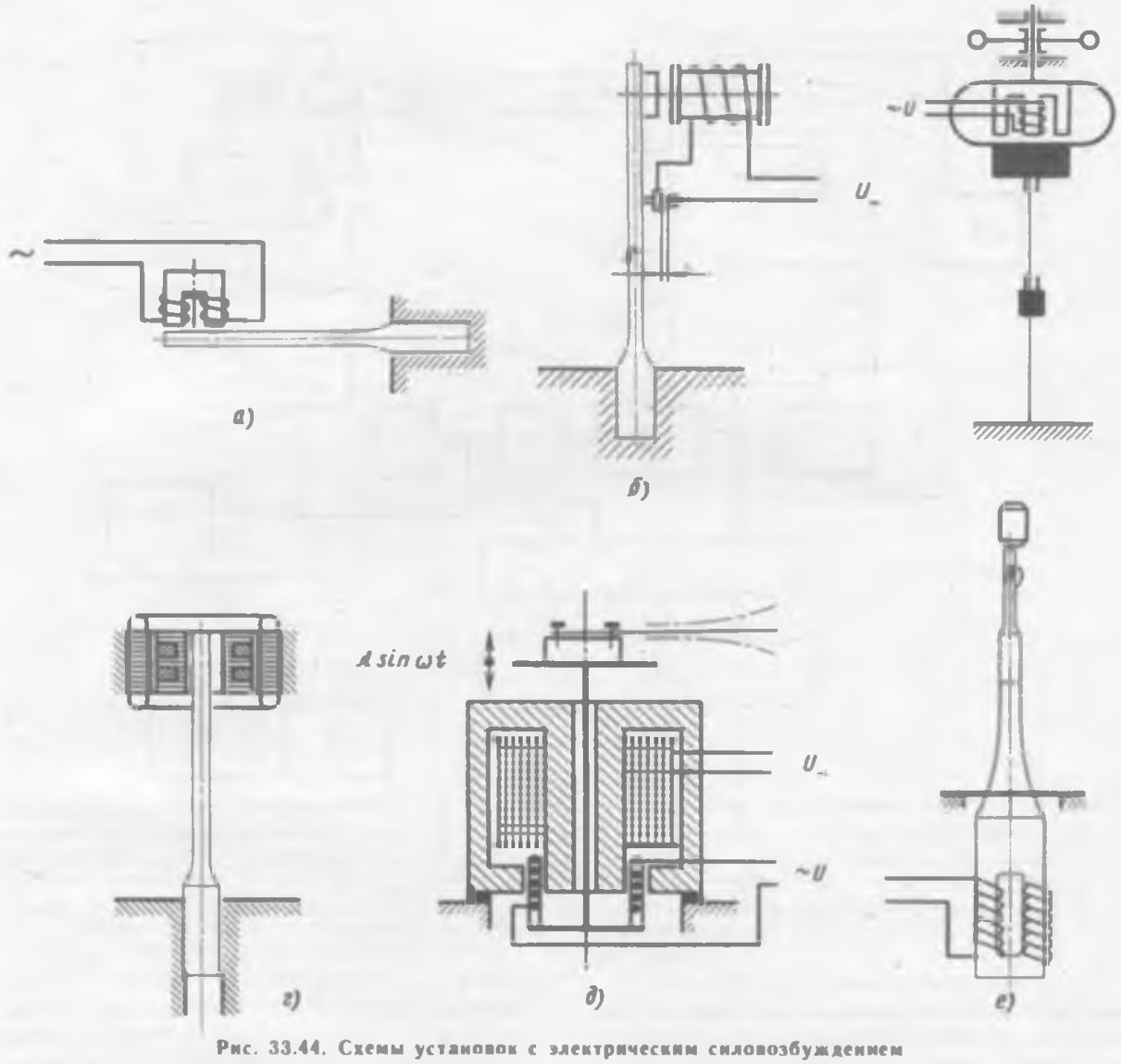


Рис. 33.44. Схемы установок с электрическим силовозбуждением

ных колебаний системы в виде магнитострикционного вибратора. Принцип действия вибратора основан на использовании способности магнитострикционного стержня изменять свои линейные размеры в соответствии с изменением магнитного поля, в котором он находится. Образец нагружается только распределенными силами инерции собственной массы, которые возникают при его продольных колебаниях. Напряжения в опасном сечении образца (в узле колебаний) рассчитывают аналитически с учетом амплитуды колебаний торца образца. Машины данного типа обычно работают в автоколебательном режиме.

Для реализации комплексного подхода к изучению строения и свойств металлических образцов материалов используют установки для физико-механических исследований (рис. 33.45), позволяющие синхронно изучать структуру с помощью микроскопа с телевизионной системой визуализации и определять свойства металлических материалов в широком диапазоне температур, регистрировать изменения электрического сопротивления образца в процессе нагружения, а также записывать первичную диаграмму деформирования в вакууме или нейтральных защитных газовых средах с управлением этими процессами от ЭВМ [15].

Средства измерения при экспериментальных исследованиях характеристик механических свойств материалов

Для измерения сил в установках при испытании на малоцикловую усталость используют встроенные в их силовую систему последовательно с образцами специальные ди-

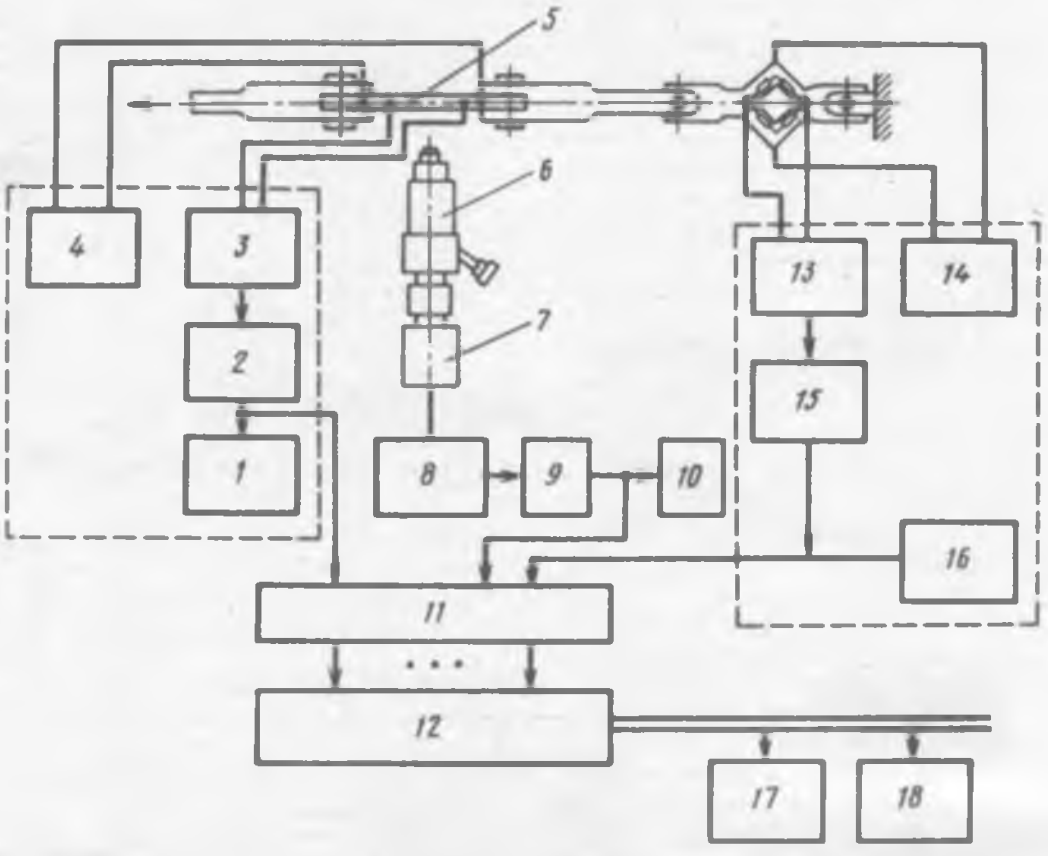


Рис. 33.45. Схема установки для комплексных исследований физико-механических свойств материалов:
1 — регистрирующий прибор; *2* — измерительный потенциометр; *3* — фотоусилитель; *4* — источник питания; *5* — образец; *6* — микроскоп; *7* — телевизионная камера; *8* — видеоусилитель; *9* — дискриминатор; *10* — внешнее командное устройство; *11* — система сбора данных; *12* — ЭВМ; *13* — регулятор баланса; *14* — источник питания датчиков; *15* — тензоусилитель; *16* — регистратор нагрузки; *17* — печатающее устройство; *18* — графопостроитель

мамометры, работа которых основана на применении датчиков сопротивления, индуктивных, емкостных и другого типа преобразователей перемещений упругого элемента в электрический сигнал с последующим его усилением и направлением на регистрирующий орган. Возможно также использование оптических методов измерений перемещений упругого элемента динамометра с визуальным отсчетом действующих сил.

Динамометры установок бывают постоянными и рассчитанными на максимальную силу, а также сменными по диапазонам нагрузки в зависимости от требуемых максимальных сил. Силоизмерительные системы испытательных установок (включая динамометры и регистрирующую аппаратуру) должны обеспечивать измерение и регистрацию действующих нагрузок до предельных для установки частот без превышения допускаемой погрешности. Рабочие динамометры тарируют с помощью образцовых динамометров в статическом режиме, а при частотах более 5 Гц при наличии значительных подвижных масс в нагружающей системе силового привода — и в динамическом режиме.

Для измерения деформаций в процессе испытаний (в том числе и высокотемпературных) используют в основном методы их измерения непосредственно на рабочей базе испытываемого образца с помощью различных типов деформометров. В практике наибольшее распространение получили деформометры, измеряющие продольные и поперечные деформации. В этих деформометрах используются принципы контактного или бесконтактного (дистанционного) измерения.

Контактные деформометры располагают на самом образце и, как правило, на его рабочей части. Собственно деформометр состоит из механической системы и чувствительного измерительного элемента, в качестве которого используют механические, оптические и электрические системы.

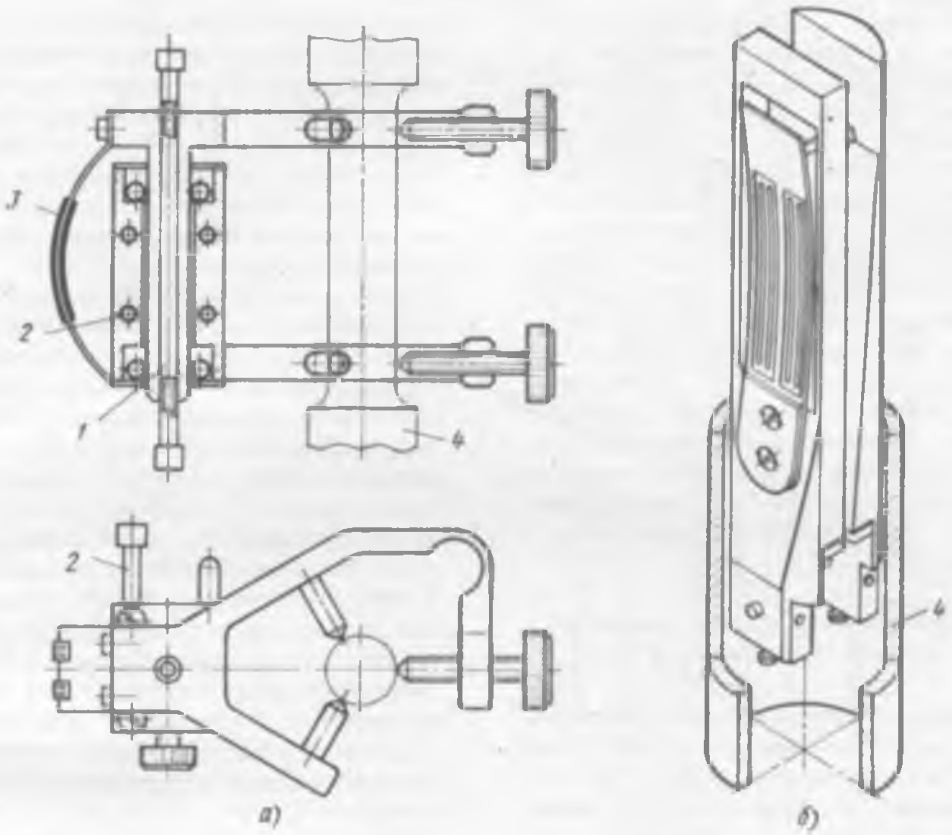


Рис. 33.46. Схемы деформометров для измерения продольных (*а*) и поперечных (*б*) деформаций на образцах

В качестве примера на рис. 33.46, *а* показана конструкция деформометра для измерения продольных деформаций при повышенных температурах, в котором в качестве чувствительного элемента использованы тензорезисторы. Отличительной особенностью этой конструкции является наличие в элементах корпуса каналов *1* и *2* для охлаждения его проточной водой и обеспечения тем самым требуемых условий работоспособности тензорезисторов *3* при размещении на горячей (до 800 °С) поверхности образца *4*. На рис. 33.46, *б* приведена конструкция рычажного деформометра для измерения поперечных деформаций внутреннего диаметра трубчатых образцов *4*. Применение этого деформометра обеспечивает возможность одновременного непрерывного измерения деформаций в процессе испытаний и наблюдений за свободной поверхностью образца при исследованиях распространения трещин или изменений структурных состояний. Предпочтительным при осевом нагружении образцов является измерение продольных деформаций. При измерении поперечных деформаций необходим их последующий пересчет в продольные по соответствующим зависимостям [10].

Температуру образцов в процессе испытаний измеряют контактными и бесконтактными методами. В качестве основного используют контактный метод, при котором применяют привариваемые точечной сваркой на поверхность образца хромель-копелевые, хромель-алюмелевые термопары; в области высоких температур используют платино-платинородиевые термопары с термоэлектродами диаметром не более 0,2 мм. В отдельных случаях допускается закрепление термопары на поверхности образца механическими способами. Реже применяют пирометрический метод измерения температуры, а также основанный на современном аппаратурном обеспечении дистанционный метод «тепловидения» с высокой разрешающей способностью.

Методы и средства исследования параметров распространения трещин при статическом и циклическом нагружениях различны для различных типов рассматриваемых трещин. Основными параметрами, характеризующими рассматриваемый процесс, являются упругопластическая деформация e_{max} в

вершине трещины, размер упругопластической зоны $r_т$, скорость перемещения свободных краев трещины v, раскрытие трещины δ, приращение длины трещины Δl. Для измерения $r_т$ используют методы оптически чувствительных покрытий, травления поверхности образца и фоторегистрации; для измерения v — оптические, механические, электрические, электростатические методы и устройства; для измерения δ — малогабаритные электромеханические измерители, располагаемые в вершине трещины датчики сопротивления; для измерения Δl — методы оптических измерений, металлографических наблюдений, электросопротивления электропотенциалов, ультразвуковую и токовихревую дефектоскопию, феррографию, тензодатчики последовательного разрыва, акустическую эмиссию [6, 10].

Средства обеспечения эксплуатационных условий нагружения

Основным методом нагрева образцов в процессе малоцикловых испытаний является метод радиационного нагрева во всех его разновидностях (радиационные печи, специальные нагревательные элементы, лампы и т. д.). Наряду с радиационными используют также индукционный метод нагрева образца, а также метод нагрева пропусканием электрического тока через образец. При высокотемпературных неизотермических испытаниях применяют программные устройства систем нагрева и охлаждения образца. Системы нагрева могут быть аналогичными изотермическими системами. Системы отвода теплоты при реализации этих режимов используют естественное охлаждение, охлаждение путем теплоотвода через теплосъемники или охлаждение за счет продувки воздухом или другими газами.

Для регулирования и контроля теплового режима в процессе испытаний используют системы с позиционным регулированием и замкнутым контуром регулирования на основе программаторов со следящими устройствами или другие средства, включая ЭВМ, с соответствующими обратными связями. В качестве примера на рис. 33.47 показана схема нагрева трубчатого образца *1* стержневым нагревателем *2*, позволяющая в процессе высокотемпературных испытаний регистрировать деформацию непосредственно на рабочей базе, наблюдать за структурными изменениями на поверхности, а также за условиями образования и развития трещин. Нагревом в этом случае управляет тиристорный усилитель с использованием сигнала обратной связи от привариваемой к образцу термопары.

При механических испытаниях с пониженными (криогенными) температурами используют в основном три способа охлаждения образцов. Первый заключается в погружении образца в ванну с жидким хладагентом, что является наиболее эффективным с точки зрения времени охлаждения

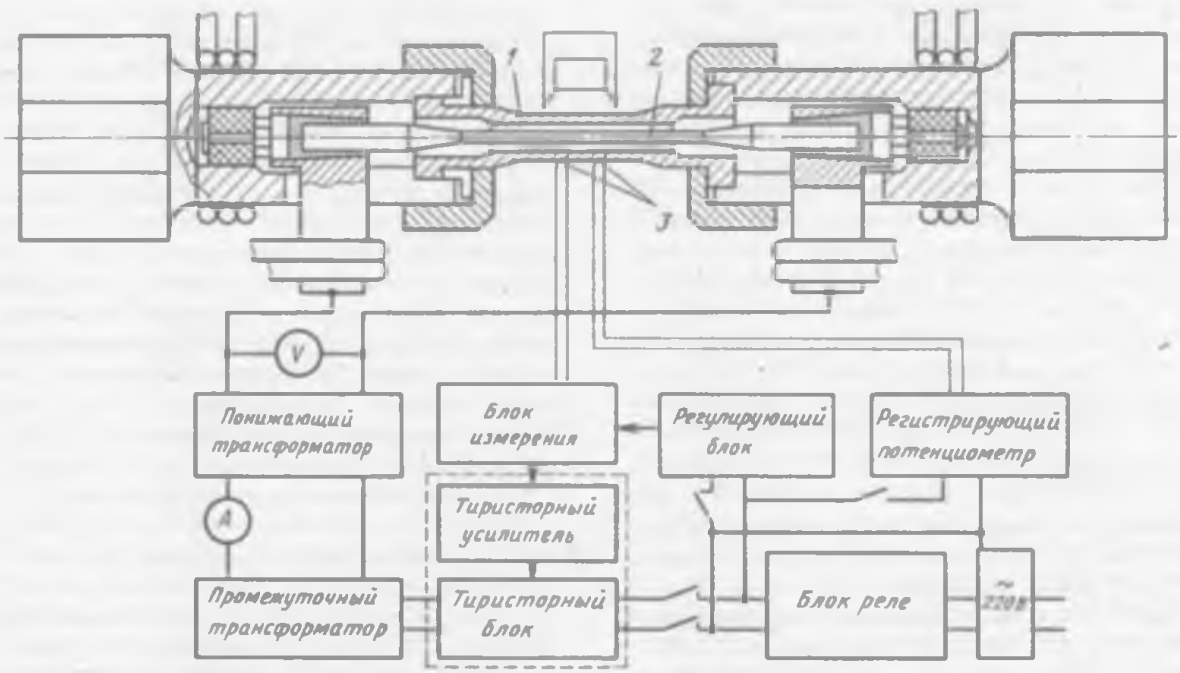


Рис. 33.47. Схема радиационного нагрева образца стержневым нагревателем

и расхода этого хладагента. Второй способ охлаждения образцов заключается в применении различных способов теплоотвода с помощью промежуточной газовой среды, образуемой путем подачи в камеру с испытываемым образцом того или иного количества хладагента в единицу времени с помощью мембран, имеющих небольшие отверстия (типа душа), перфорированных элементов, жиклеров с нормированным впрыском газа в камеру и др. Третий способ охлаждения состоит в отводе теплоты от образца по металлическому холодопроводу. Его используют в основном при проведении испытаний образца, размещенного в камере с инертной средой или в вакуумной камере.

Для испытаний при криогенных температурах применяют специальные криокамеры и криостаты. При температуре 77—273 К используют криокамеры, а при температуре 140—1,5 К — криостаты, которые снабжают системами охлаждения образца. В качестве хладагента применяют жидкий азот, жидкий неон, жидкий водород и жидкий гелий с температурой кипения при атмосферном давлении соответственно 77; 26,1; 20 и 4,2 К.

Камеры для получения низких температур выполняют с односторонним и двусторонним вводом захватов. Первый тип обеспечивает меньшую защиту жидкой ванны с хладагентом от теплопритока, и поэтому преимущественно его используют при испытаниях в жидком азоте и в парах азота. К второму типу относят реверсивные криостаты. В этом случае нагрузка к образцу передается через вставленные одна в другую с верхней стороны криостата тяги. Такая конструкция позволяет снизить приток теплоты в рабочую зону, уменьшить температурные градиенты по длине захватов и получить в криостате слабо испаряющуюся ванну жидкого гелия (что особенно важно при длительных испытаниях) [18].

На рис. 33.48 показано устройство, обеспечивающее проведение испытаний при комплексном неизотермическом циклическом нагружении и температуре 77—1073 К за счет последовательной подачи азота в газообразном или жидком состоянии во внутреннюю полость трубчатого образца *1* через холодопровод *3* и включения в работу расположенного здесь же стержневого нагревателя *2*. Размещение в камере *4* специального деформометра позволяет в процессе испытаний осуществлять непрерывную регистрацию деформаций образца.

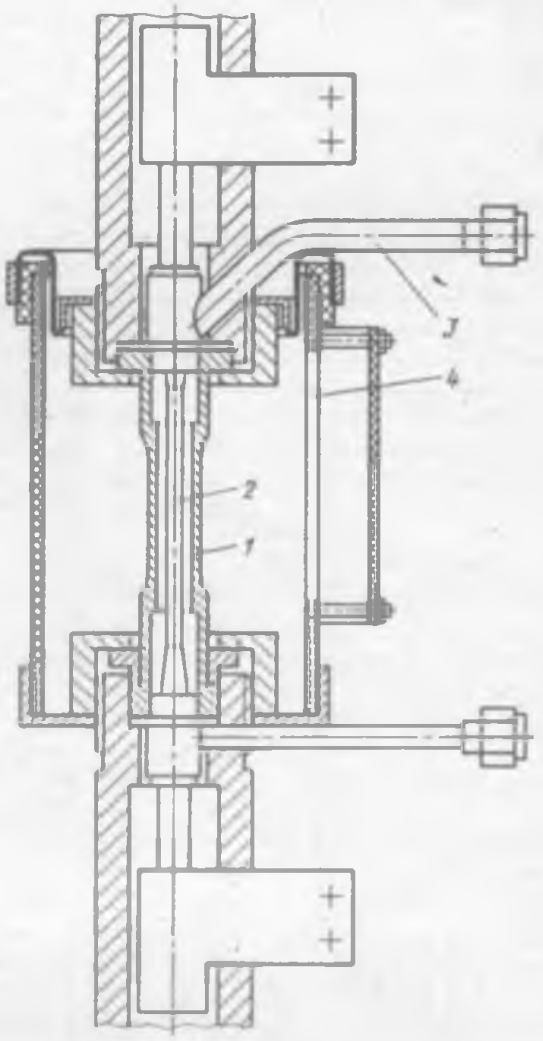


Рис. 33.48. Приспособление для комплексных неизотермических испытаний при криогенных и высоких температурах

Управление экспериментом и обработка информации при комплексных механических испытаниях материалов и машин

Сложные механические испытания проводят, как правило, на установках и стендах, оснащенных системами регулирования по принципу обратной связи от датчиков нагрузки, деформации, температуры и других (рис. 33.49, *а*). Управление режимами нагружения и других внешних воздействий осуществляется в этих случаях с помощью соответствующих программируемых устройств или управляющих ЭВМ различных типов, включая мини- и микроЭВМ, ПЭВМ и микропроцессорные устройства. Параллельно с управлением процессом нагружения ЭВМ в этим случаях выполняют функции сбора, обработки и хранения регистрируемой экспе-

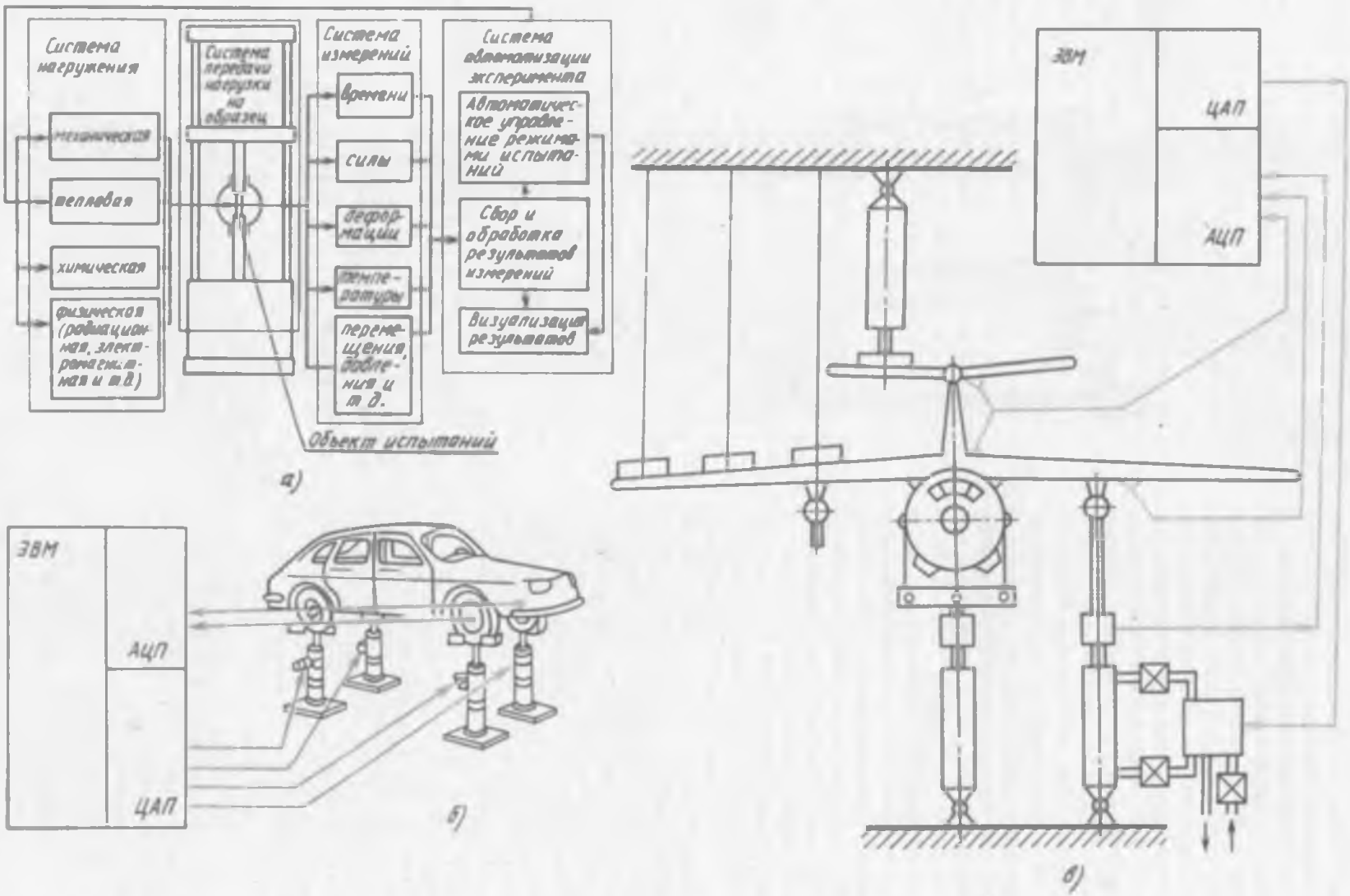


Рис. 33.49. Схемы управления экспериментом при испытаниях образцов (*а*) и изделий (*б*, *в*)

риментальной информации, образуя тем самым вместе с нагружающими системами автоматизированные испытательные комплексы [10, 15]. Такие комплексы применяют как при испытаниях образцов материалов для получения рассмотренных выше характеристик их статических и циклических свойств, так и при испытаниях машин и конструкций на прочность и ресурс в целом.

Если для испытаний образцов материалов применяют в основном одноканальные машины и установки, то при нагружении реальных конструкций используют многоканальные силовозбудительные системы с автономным или комплексным управлением отдельными гидроцилиндрами. Последние наиболее широко распространены для решения задач данного типа и в первую очередь в системах с управлением нагружающим цилиндром с помощью электрогидравлических преобразователей и ЭВМ. На рис. 33.49, *б* приведена схема электрогидравлической испытательной системы для исследования ресурса автомобиля, управляемой по параметрам частоты и нагрузки от вычислительной системы с заданием через цифроаналоговый преобразователь *ЦАП* условий нагружения на каждом гидроцилиндре либо от генерируемой ЭВМ программы, либо от внешнего задатчика, на котором зафиксирована реальная история нагружения. Ввод информации от датчиков производится через аналого-цифровой преобразователь *АЦП*.

На рис. 33.49, *в* показана аналогичного типа многоканальная испытательная система для исследования характеристик выносливости конструкции планера самолета, которая также с управлением от ЭВМ реализует реальные условия нагружения различных его элементов по специальной программе с регистрацией получаемых при этом данных через систему измерения АЦП на внешнем запоминающем устройстве с машиночитаемыми носителями информации.

Таким образом, комплекс испытательного оборудования в сочетании с различного рода датчиками и устройствами регистрации информации позволяет получать соответствующие характеристики механических свойств материалов, которые в сочетании с проводимыми расчетными оценками и натурными испытаниями реальных машин и конструкций позволяют определить показатели их прочности и ресурса, а также реализовать мероприятия по их повышению.

33.9. СТЕНДЫ И УСТАНОВКИ ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Специализированные стенды предназначены для проверки или исследования типовых узлов машин (редукторов, насосов, компрессоров, гидро- и пневмомоторов, гидро- или пневмоаппаратуры, двигателей внутреннего сгорания, авиационных газотурбинных двигателей).

Стационарные стенды используют и для испытания отдельных узлов транспортных машин (автомобилей, тракторов, электровозов, тепловозов). Для испытания и регулирования автомобилей тормозов применяют стенды с беговыми барабанами и др. Они позволяют испытывать без демонтажа такие узлы, как тормоза, шасси, электрооборудование, систему зажигания и др. Некоторые стенды для испытания типовых механизмов и устройств приведены на рис. 33.50—33.54.

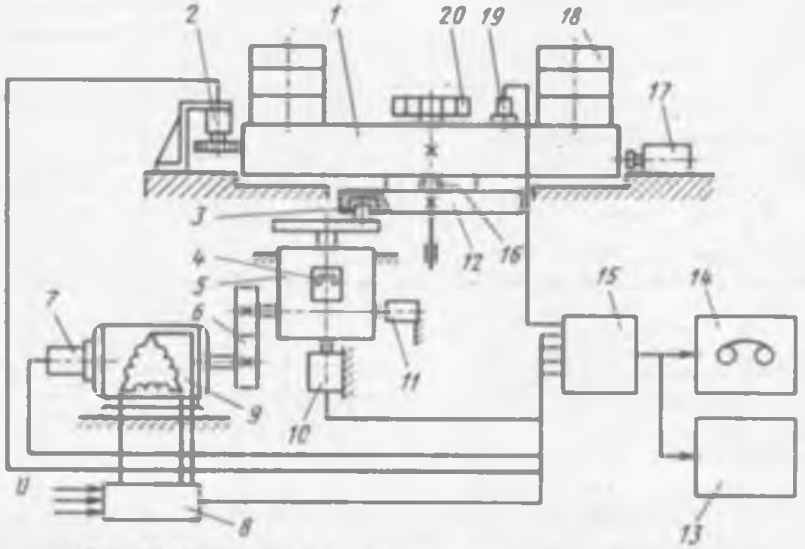


Рис. 33.50. Стенд для испытания поворотных устройств

Стенд для испытаний мальтийских механизмов с прямолинейными и криволинейными пазами, кулисных механизмов изготовлен на базе поворотного стола агрегатного станка. На шланшайбе *1* (рис. 33.50) закреплено различное число грузов *18* в зависимости от требований к массе и моменту инерции. На ней же (снизу) устанавливают мальтийский крест *12* или кулису. Момент трения, действующий на планшайбу, изменяют с помощью регулируемого тормоза *17*, а число оборотов вала поводка *3* мальтийского механизма — с помощью сменных зубчатых колес *6* или регулированием частоты вращения вала электродвигателя *9*. Для уменьшения числа оборотов поводка использовали червячный редуктор *5*.

Стенд позволяет проводить сравнительные испытания механизмов в широком диапазоне скоростей и нагрузок, исследовать влияние червячного редуктора на динамические нагрузки и КПД привода, получать данные для моделирования динамических условий работы механизмов.

Стенд оснащен датчиками ускорения *19*, скорости *2* и *10* и частоты вращения *7*, тензометрическими датчиками крутящего момента, встроенными в стенд датчиками *16* для измерения момента на кресте и *4* для измерения момента на поводке мальтийского механизма; осевое перемещение червяка измеряется датчиком малых перемещений *11*, а мощность — ваттметром *8*. Различные группы исследуемых параметров с помощью коммутатора *15* записываются на магнитофоне *14* или на самопишущем приборе *13*. Погрешности фиксации планшайбы измеряли с помощью автоколлиматора. Его зеркало *20* закрепляли на планшайбе.

На том же стенде испытывали различные механизмы фиксации и поворотные устройства с пневматическим и гидравлическим приводом. Поворот осуществлялся рейкой штока цилиндра с помощью зубчатого колеса, закрепленного на планшайбе. Конструкция стенда позволяет испытывать поворотные устройства с применением опор качения и скольжения и опробывать различные смазочные материалы.

При стендовых исследованиях гидропривода определяют показатели надежности как отдельных агрегатов, так и всего гидропривода в целом. Определяют пусковые и внешние характеристики, исследуют глубину ругулирования, устойчивость при различных скоростях и нагрузках, проверяют маневренность и работу в аварийных режимах, долговечность.

Принципиальная схема универсального стенда для испытания насосов, гидромоторов и гидропередач показана на рис. 33.51. Насос *1*. подает рабочую жидкость к гидромотору *3*, которая затем возвращается в насос. Вал гидромотора соединен с тормозным устройством *4*. От перегрузок система защищена предохранительным клапаном *2*. Подпиточный насос *5* осуществляет компенсацию утечек в системе. На стенде установлены датчики давления *Д1* и *Д2*, датчик расхода *Д3*, датчик момента *Д4*, датчик скорости *Д5*, сигналы которых через систему сбора данных *ССД* поступают в *ЭВМ* и обрабатываются по заданным программам.

Стенд для вибрационных исследований гидропривода предназначен для исследования устойчивости движения рабочих органов машин с гидроприводом. На стенде определяют частотные характеристики гидропри-

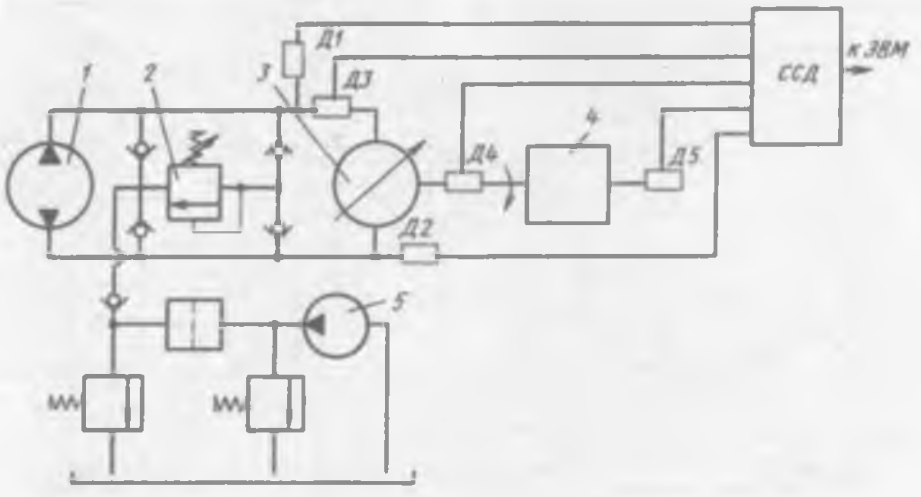


Рис. 33.51. Принципиальная схема для испытания гидроустройств

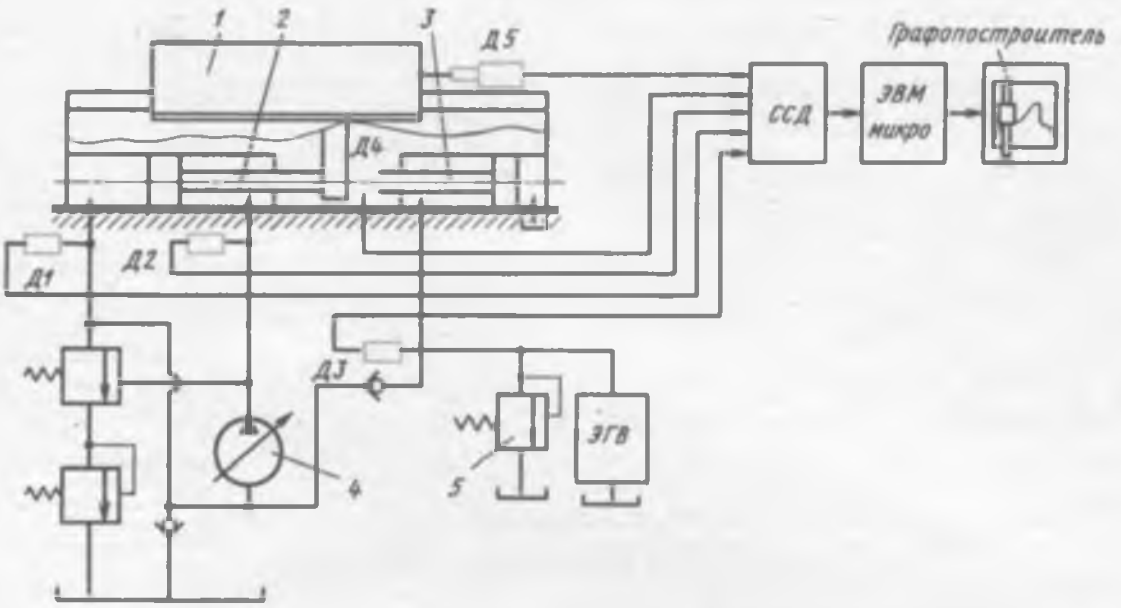


Рис. 33.52. Схема стенда для определения частотных характеристик гидропривода

водов. По этим характеристикам оценивают фактические динамические свойства гидросистем и получают данные для синтеза корректирующих и стабилизированных устройств. Совместному экспериментальному исследованию подлежат гидросистема и механическая система объекта.

На рис. 33.52 показана схема стенда для определения частотных характеристик гидросистем станков. Соосно с рабочим гидроцилиндром *1*, приводящим в движение рабочий орган *2*, смонтирован нагрузочный цилиндр *3*. Гидросистема с насосом *4* осуществляет движение рабочего органа и нагружение силовым воздействием, значение которого определяется настройкой клапана *5*. Переменная составляющая силового воздействия создается электрогидравлическим вибратором ЭГВ. Для контроля режимов нагружения используют датчики давления *Д1—Д5*. Частотные характеристики определяются вычислительным комплексом, в который входят микроЭВМ, система сбора данных ССД и графопостроитель.

Частотная передаточная функция

$$\Phi(j\omega) = v(j\omega)/F_в(j\omega),$$

где $v(j\omega) = \Delta v/v_0$ — относительное изменение скорости перемещения рабочего органа при заданной частоте воздействия; $F_в(j\omega) = \Delta P/P_0$ — относительное изменение внешней нагрузки.

Для регистрации скорости используют датчик *Д5*, для регистрации нагрузки P — датчик усилия *Д4*.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бауман Э.** Измерение сил электрическими методами. М.: Мир, 1978. 426 с.

2. **Бошняк Л. Л.** Измерение при теплотехнических исследованиях. Л.: Машиностроение, 1974. 446 с.

3. **Гусенков А. П.** Прочность при изотермическом и неизотермическом малоцикловом нагружении. М.: Наука, 1979. 296 с.

4. **Испытание**, контроль и диагностирование гибких производственных систем. М.: Наука, 1988. 285 с.

5. **Клюев В. В., Пархоменко П. П., Абрамчук В. Е.** Технические средства диагностирования. М.: Машиностроение, 1989. 672 с.

6. **Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П.** Расчеты деталей машин на прочность и долговечность. М.: Машиностроение, 1985. 224 с.

7. **Коробочкин Б. Л.** Динамика гидравлических систем станков. М.: Машиностроение, 1976. 239 с.

8. **Левшина Е. С., Новицкий П. В.** Электрические измерения физических величин. Измерительные преобразователи. Л.: Энергоатомиздат, 1983. 377 с.

9. **Малов В. В.** Пьезорезонансные датчики. М.: Энергия, 1978.

10. **Махутов Н. А., Фролов К. В., Стекольников В. В.** Прочность и ресурс водоводяных энергетических реакторов. М.: Наука, 1988. 312 с.

11. **Надежность** и эффективность в технике. Техническая диагностика/Под ред. В. В. Клю-

ева и П. П. Пархоменко. М.: Машиностроение, 1987. Т. 9. 352 с.

12. **Общетехнический** справочник/Под ред. Е. А. Скороходова. М.: Машиностроение, 1989. 511 с.

13. **Поскачей А. А., Чубаров Е. П.** Оптико-электронные системы измерения температуры. М.: Энергоатомиздат, 1988. 248 с.

14. **Приборы** для неразрушающего контроля материалов и изделий: Справочник/ Под ред. В. В. Клюева. М.: Машиностроение, 1986. Т. 1. 487 с.; Т. 2. 349 с.

15. **Проблемы** надежности и ресурса в машиностроении/Под ред. К. В. Фролова, А. П. Гусенкова. М.: Наука, 1986. 248 с.

16. **Проников А. С.** Программный метод испытания металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1985. 288 с.

17. **Серенсен С. В., Гарф М. Э., Кузьменко В. А.** Динамика машин для испытаний на усталость. М.: Машиностроение, 1967. 460 с.

18. **Стрижало В. А., Скрипченко В. И.** Малоцикловая усталость при низких температурах. Киев: Наукова думка, 1987. 216 с.

19. **Якушенков Ю. Г.** Основы оптико-электронного приборостроения. М.: Советское радио, 1977. 136 с.

Глава 34
ДИАГНОСТИРОВАНИЕ МАШИН

34.1. ЗАДАЧИ И МЕТОДЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ МАШИН

Системы диагностирования предназначены для контроля и прогнозирования технического состояния наиболее ответственных механизмов и комплексов машин. В задачи диагностирования входят не только проверка правильности функционирования, работоспособности и исправности (проверка соответствия всем требованиям технической документации), но и поиск дефектов и их локализация (табл. 34.1). В систему диагностирования [12] входят: объект диагностирования (ОД), технические средства диагностирования (ТСД), персонал, применяющий технические средства и дополняющий в ряде случаев диагностические данные, полученные с помощью приборов, данными органолептического контроля (внешним осмотром, прослушиванием, контролем нагрева, запахов и др.).

При создании методов диагностирования следует применять системный подход, разра-

34.1. Задачи диагностирования машин

Жизненный цикл машины		Правильность функционирования		Работоспособность		Исправность
Этап	Период	Проверка	Поиск дефектов	Проверка	Поиск дефектов	Проверка
Создание опытного и головного образцов	Стендовые испытания	⊕	⊕	⊕	⊕	+
	Сдача головного образца, сертификация	⊕	+	⊕	+	+
Производство	Изготовление	+	+	+	+	+
	Наладка	+	⊕	+	⊕	—
	Сдача ОТК	+	—	+	—	+
Транспортирование и хранение (резервирование)	—	+	—	+	—	+
Эксплуатация и ремонт	Пусконаладочные работы	+	⊕	⊕	+	+
	Применение	+	+	+	+	—
	Профилактика	+	⊕	⊕	+	+
	Ремонт	+	⊕	⊕	+	+

Условные обозначения: + — осуществляется контроль и диагностирование; ⊕ — контроль проводят в большом объеме; — — контроль и диагностирование не применяют.



Рис. 34.1. Виды диагностических испытаний

батывая методы и средства испытаний одновременно для различных этапов жизненного цикла машины и решая задачи повышения эффективности, в частности, за счет адаптивного управления. Это дает возможность не только получать сопоставимую информацию для последующего накопления в банках данных, но и значительно сокращать расходы за счет более экономного построения встроенных и внешних систем диагностирования и управления и устранения дублирования трудоемких вспомогательных работ [13]. Подготовка данных для разработки автоматизированных методов и процедур диагностирования машины требует проведения специализированных диагностических испытаний: натурных экспериментальных исследований, исследований на моделях и испытаний при эксплуатации (рис. 34.1). При этом кроме проверки контролепригодности и решения задач диагностирования разрабатываются методы и процедуры регулировки, наладки и выбора эффективных режимов работы машины с помощью данных измерений и моделирования, уточняются алгоритмы адаптивного управления. Оценивается также контролепригодность машины и разрабатываются предложения по ее улучшению (уточнение типов датчиков и числа контрольных точек, в том числе в системе управления [19]).

Во вновь разрабатываемых системах управления качеством продукции на стадии проектирования оборудования предусматривается более глубокая связь систем диагностирования, управления, адаптации и резервирования. В ряде случаев связь систем диагностирования и адаптивного управления осуществляется с помощью наблюдателей состояния [4], основанных на использовании математических моделей (рис. 34.2). При этом учитываются параметры не только самой машины и выполняемого ею рабочего процесса, но и параметры внешней среды.

На стадии диагностических испытаний используются интеллектуально-логические методы диагностирования, позволяющие установить связь между параметрами сигнала и параметрами технического состояния объекта. Эти методы рассмотрены в [4]. Математические методы постановки диагноза,

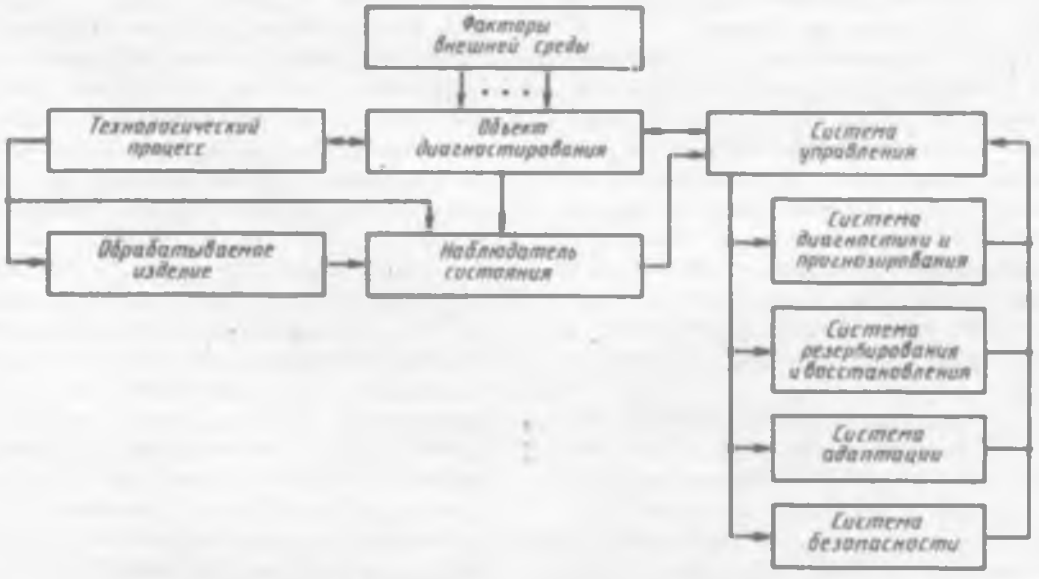


Рис. 34.2. Связь систем диагностирования и управления

34.2. Особенности основных методов диагностирования

Метод диагностирования	Достоинства	Недостатки	Преимущественная область применения
Эталонных модулей	Универсальность, простота обработки, возможность дополнительного использования информации	Трудоемкость получения данных для назначения допусков	Любые машины и механизмы
Временных интервалов	То же	То же	Машины и механизмы циклического действия
Сопоставления циклограмм и динамограмм	Наглядность, возможности выявления резервов сокращения длительности цикла, согласование работы механизмов	Необходимость регистрации нескольких параметров	То же
Эталонных зависимостей параметров от времени	Универсальность, простота получения информации	Много лишней информации	Любые машины и механизмы
Сложных зависимостей, содержащих диагностическую информацию	Высокая информативность, приспособленность к данному объекту	Трудность расшифровки	При углубленном диагностировании объекта
Электрических сигналов	Универсальность подхода, простота автоматизации	Необходимость введения дополнительных контрольных точек	Системы управления, ЭВМ, информационные системы
Тестовые методы; приложение сил	Проверка системы без резания или при обработке пробной заготовки	Необходимость подготовительных работ	Металлорежущие станки, технологические системы

применяемые в автоматизированных системах [14, 19], позволяют комплексно использовать диагностическую информацию и для управления, и для адаптации.

На стадии диагностических испытаний наиболее универсальным является метод эталонных модулей (табл. 34.2) и его разновидность — метод временных интервалов, используемый, в частности, при сопоставлении циклограмм, при анализе работы циклически работающих механизмов и технологических автоматов различных типов. Метод временных интервалов реализуется в ряде случаев путем счета числа импульсов, в частности, при программном управлении машинами.

Методом, требующим более сложной обработки экспериментальной информации, является метод эталонных зависимостей. Тестовые методы требуют применения специально организованных воздействий на рабочие органы машин (например, сил), на систему управления и информационную систему (электрические сигналы и различные поля) и изучения откликов на эти воздействия. К числу более сложных методов, позволяющих получать важную диагностическую информацию, относятся методы построения амплитудно-фазовых частотных характеристик, статических характеристик двигателей, вольт-амперных, корреляционных, жесткостных, аэродинамических, термодинамических характеристик, температурных полей.

Несмотря на различие в конструкциях и областях применения машин (табл. 34.3 и 34.4), можно выделить наиболее информативные параметры (рис. 34.3), состав сред и отходов, контролируемые при диагностировании. К ним в первую очередь относятся силовые, тепловые и виброакустические параметры [7, 22]. Для каждой модели машины список диагностических параметров уточняется при изучении технической документации, обобщении опыта эксплуатации, данных стендовых испытаний и

34.3. Наиболее информативные параметры, контролируемые при эксплуатации машин

Тип машины	Параметры													Состав сред и отходов			
	тепловые	силовые	виброакустические	электрические	движения	временные	мощности	точностные	расход, подача	КПД	геометрические	масса	излучений	Химический состав	Вязкость	Продукты изнашивания в масле	Утечки
Ракеты, орбитальные корабли	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	+	+	—	+	—	⊕
Реактивная авиация	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	+	+	⊕	+	+	—	—	+	+	+
Тепловозы	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	+	+	⊕	+	—	—	+	+	+	—
Электровозы	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	+	—	⊕	+	—	—	—	—	—	—
Трамваи	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	—	+	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Лифты	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	—	—	—	+	—	+	—	—	—	—	—
Легковые автомобили	⊕	⊕	⊕	⊕	+	+	⊕	+	+	—	—	—	—	+	+	+	—
Морские суда	⊕	⊕	⊕	+	+	+	+	+	—	+	⊕	+	—	—	—	⊕	—
Атомные реакторы	⊕	+	⊕	+	—	—	+	+	+	+	—	—	+	—	—	—	+
Металлорежущие станки	+	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	—	⊕	—	—	—	—	—	—	—	+	—
Гидравлические прессы	+	⊕	⊕	+	+	⊕	⊕	+	+	⊕	+	—	—	+	+	+	+
Машины для литья под давлением	⊕	⊕	+	+	+	⊕	+	+	⊕	+	—	—	—	+	+	—	+
Сварочное оборудование	⊕	+	—	⊕	⊕	⊕	—	⊕	+	—	—	—	—	—	—	—	—
Оборудование для гальванических покрытий	+	+	—	+	+	⊕	—	—	⊕	—	+	—	—	+	—	—	+
Оборудование мукомольных заводов	—	+	⊕	—	+	—	—	—	+	—	—	+	—	—	—	—	—
Промышленные роботы	⊕	+	+	+	⊕	⊕	—	⊕	—	—	—	+	—	—	—	—	⊕
Оборудование для лазерного упрочнения деталей	⊕	+	+	⊕	+	—	⊕	—	+	—	—	—	⊕	—	—	—	—
Ткацкое оборудование	+	⊕	⊕	—	⊕	+	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Условные обозначения: ⊕ — основные диагностические параметры; + — дополнительно контролируемые параметры; — — параметры не контролируют.

моделирования. Примерная последовательность этапов разработки диагностического обеспечения приведена на рис. 34.4.

Важным этапом создания системы диагностирования является разработка структурной схемы этой системы. В технологических системах во многих случаях целесообразно объединение систем диагностирования с системами входного контроля материалов, инструментов, заготовок и выходного контроля выпускаемой продукции [19].

34.4. Наиболее информативные параметры двигателей привода, узлов и деталей машин

Тип машины	Параметры											Состав сред и отходов			
	тепловые	силовые	виброакустические	электрические	движения	временные	мощность	точностные	расход, подача	КПД	геометрические	Химический состав	Вязкость	Продукты изнашивания в масле	Утечки
Электродвигатели	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	+	⊕	+	⊕	+	—	—	—	—	—
Пневмо-гидросистемы	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	+	⊕	+	⊕	—	+	+	+	—	+
Редукторы	⊕	⊕	⊕	—	+	—	—	—	—	+	+	—	—	+	+
Подшипники	⊕	⊕	⊕	—	—	+	—	+	—	—	+	—	—	—	—
Газотурбинные двигатели	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	+	⊕	—	⊕	⊕	+	—	+	⊕	+
Дизели	⊕	⊕	⊕	⊕	+	+	⊕	+	⊕	+	—	—	—	+	+
Компрессоры	⊕	⊕	⊕	⊕	+	+	⊕	+	⊕	+	—	—	—	+	+
Сепараторы	—	+	⊕	—	—	—	—	—	+	—	—	—	—	—	—
ЭВМ, микропроцессоры, контроллеры	⊕	—	—	⊕	—	⊕	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Условные обозначения: ⊕ — основные диагностические параметры; + — дополнительно контролируемые параметры; — — параметры не контролируют.

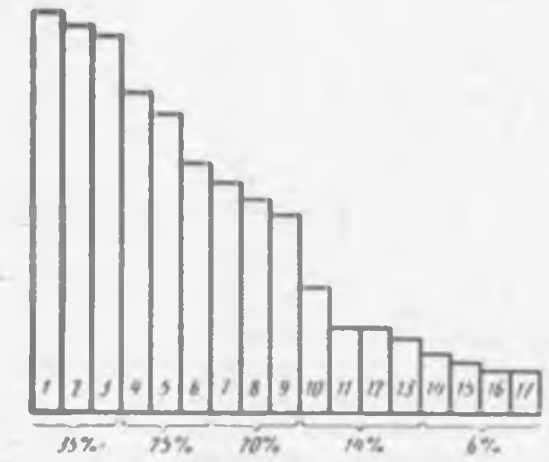


Рис. 34.3. Информативные параметры, применяемые при диагностировании:

1 — силовые; *2* — тепловые; *3* — виброакустические; *4* — движения; *5* — электрические; *6* — временные; *7* — мощность; *8* — расход; *9* — точностные; *10* — КПД; *11* — утечки; *12* — геометрические; *13* — наличие продуктов износа; *14* — вязкость; *15* — масса; *16* — химический состав; *17* — параметры излучения

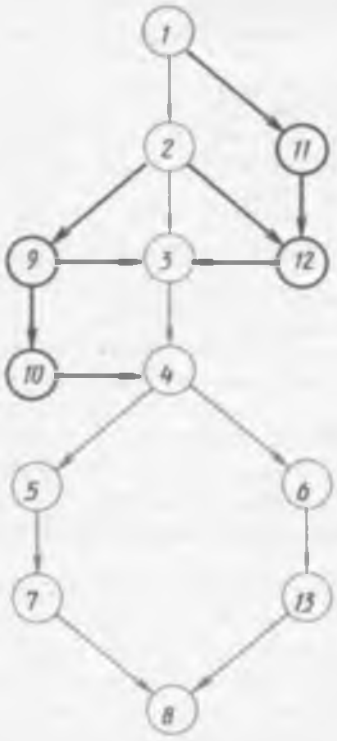


Рис. 34.4. Последовательность (*1*—*13*) разработки диагностического обеспечения:

1 — постановка задачи; *2* — изучение объекта и технической документации; *3* — выделение критериев качества; *4* — выбор методов и параметров диагностирования; *5* — разработка алгоритмов и процедур диагностирования; *6* — создание аппаратных средств; *7* — разработка программного обеспечения; *8* — пробное диагностирование объекта; *9* — стендовые исследования образцов; *10* — выделения признаков отказов; *11* — изучение аналогичных объектов; *12* — разработка и исследование математических моделей; *13* — обучение персонала

34.2. ДИАГНОСТИЧЕСКИЕ ИНФОРМАЦИОННЫЕ СИГНАЛЫ

Носителями диагностической информации в системах диагностики являются информационные сигналы. Диагностирование механизмов и машин неразрывно связано с анализом диагностической информации, содержащейся в рабочих параметрах машин и в параметрах электрических сигналов. Форма и способы преобразования рабочих параметров машин в электрические сигналы определяют принципы построения датчиков и электронных устройств диагностических систем.

Аналоговые электрические сигналы — непрерывные во времени функции напряжения (тока) — преобразуются аналоговыми электронными устройствами. Особенностью этих устройств является то, что входные и выходные сигналы связаны линейными зависимостями. Аналоговыми устройствами являются усилители постоянного и переменного тока, фильтры, генераторы гармонических колебаний, линейные электрические цепи с параметрами R, L, C, трансформаторы, амплитудные, частотные и фазовые модуляторы и демодуляторы, линии задержки и т. п. Этот класс устройств совместно с аналоговыми датчиками широко используют в системах сбора данных диагностических систем.

Дискретные электрические сигналы, прерывающиеся во времени функции напряжения (тока), могут принимать ограниченное число уровней. Представление этих сигналов в цифровой форме (0,1) повышает надежность устройств, преобразующих эти сигналы. Цифровые устройства осуществляют логические преобразования сигналов, их суммирование, вычитание и умножение, шифрацию и дешифрацию цифровых ходов, деление частоты, счет импульсов, преобразование кодов, а также ряд других операций. Основу структуры этих устройств составляют нелинейные (ключевые) элементы, которые осуществляют коммутацию различных электронных устройств и формируют последовательность импульсных сигналов [17].

Диагностическая информация, передаваемая с помощью электрических сигналов, заключается в изменении их параметров (формы, частотного состава или в условиях взаимного расположения элементов этих сигналов). В качестве информационных признаков используют амплитуду, частоту, фазу, полярность, длительность импульса и паузы, число импульсов в интервале времени и комбинированные признаки.

Придание электрическому сигналу информационных признаков требует модуляции сигнала по одному из параметров.

Модуляция — процесс изменения параметров электрического сигнала в соответствии с передаваемой диагностической информацией, осуществляемый посредством датчиков, преобразующих изменения рабочих параметров машины в изменения параметров электрических сигналов. При этом модулятор (датчик) воздействует на параметры сигнала переносчика, который подается в модулятор от специального генератора (источника).

На рис. 34.5 показаны виды преобразования (модуляции) электрических сигналов при передаче диагностической информации. Диагностический параметр $П(t)$ преобразуется в сигнал U_c постоянного тока (рис. 34.5, *а*) или в ступенчатый дискретный (рис. 34.5, *б*) путем квантования по уровню. При гармонической модуляции в зависимости от модулирующего параметра различают амплитудную *АМ* (рис. 34.5, *в*), частотную *ЧМ* (рис. 34.5, *г*), фазовую *ФМ* (рис. 34.5, *д*) модуляции.

При импульсной модуляции в качестве несущего сигнала используют последовательность импульсов и в зависимости от модулирующего параметра различают амплитудно-импульсную (*АИМ*, рис. 34.5, *е*), широтно-импульсную (*ШИМ*, рис. 34.5, *ж*), фазо- (*ФИМ*, рис. 34.5, *з*) и частотно-импульсную (*ЧИМ*, рис. 34.5, *и*) модуляции. При кодировании диагностической информации осуществляется преобразование непрерывных сигналов в дискретные по определенным правилам. Для этого используют дельта-модуляцию *ДМ* (рис. 34.5, *к*) и импульсно-кодовую *ИКМ* (рис. 34.5, *л*) модуляцию.

Аналоговые сигналы (рис. 34.6, *а*) в большинстве случаев представляют собой функцию времени $u(t)$, которую можно записать в ряд Фурье:

$$u(t)=U_0+U_{1\max}\cos(\omega_0 t-\varphi_1)+U_{2\max}\times$$
$$\times\cos(2\omega_0 t-\varphi_2)+U_{3\max}\cos(3\omega_0 t-\varphi_3)+\dots,$$

где $\omega_0=2\pi f_0$; φ_1, φ_2, φ_3 — начальные фазы отдельных гармоник; $U_{1\max}$, $U_{2\max}$, $U_{3\max}$ — амплитуды отдельных гармоник:

$$U_{k\max}=\sqrt{a_k^2+b_k^2},$$

где

$$a_k=\frac{1}{T_0}\int_{-T_0/2}^{T_0/2}u(t)\cos k\omega_1 t\,dt;$$

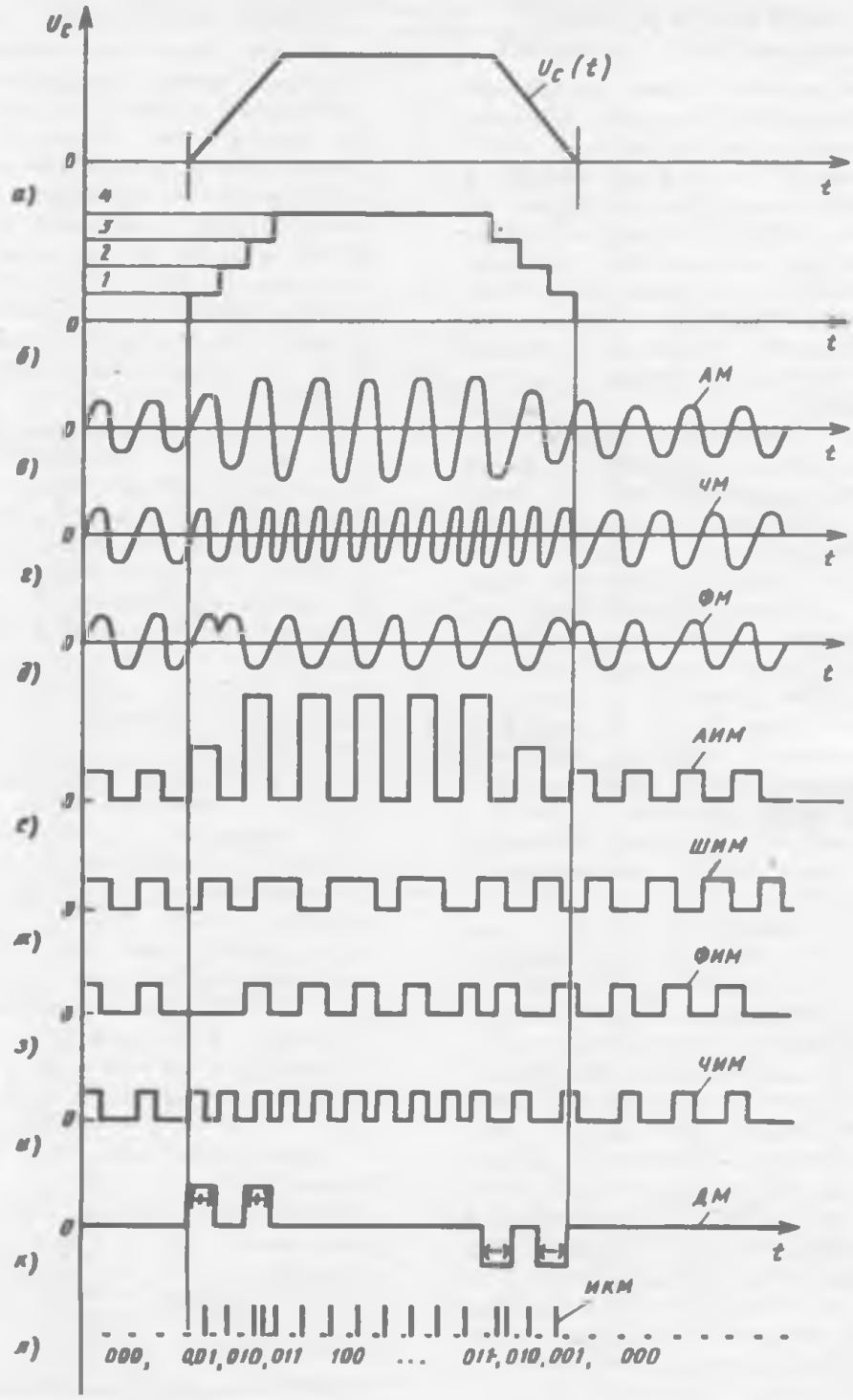


Рис. 34.5. Виды преобразования диагностических параметров в электрические сигналы

$$b_k = \frac{1}{T_0} \int_{-T_0/2}^{T_0/2} u(t) \sin k\omega_1 t dt .$$

Спектр аналогового сигнала (рис. 34.6, *б*) — совокупность амплитуд и частот составляющих гармонических колебаний — позволяет определить частотные характеристики для создания каналов связи и аппаратных средств, преобразующих диагностическую информацию.

Согласно теореме Котельникова [17], сигнал $u(t)$ как функция времени, не содержащая составляющих частоты свыше $f_в$

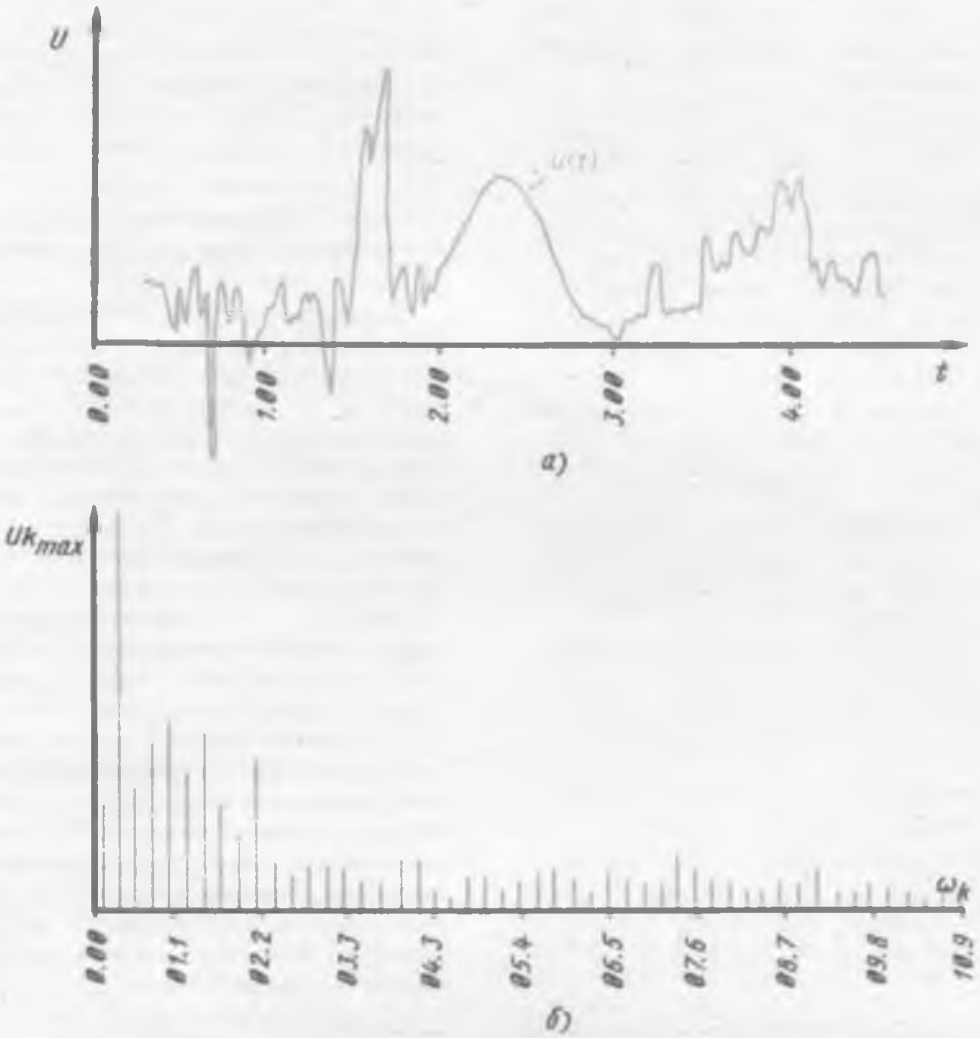


Рис. 34.6. Спектральный состав диагностического сигнала

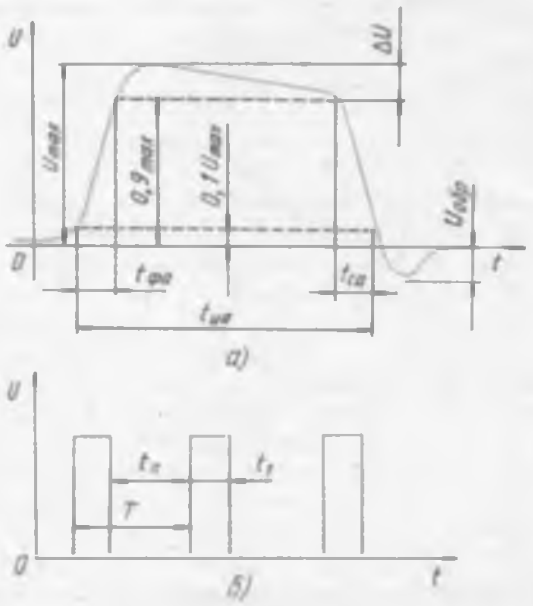


Рис. 34.7. Характеристики импульсного сигнала

полностью определяется своими значениями в моменты времени, отстоящие друг от друга на $1/2f_в$, т. е. осуществив квантование полезного сигнала $u(t)$ с шагом $T = 1/2f_в$, возможно преобразование аналогового сигнала в дискретную функцию без потери информации.

Условие $f_д \leqslant 2f_в$ определяет выбор частоты мультиплексирования $f_д$ аналого-цифровых преобразователей диагностических аппаратных средств.

При импульсном характере диагностического сигнала (рис. 34.7, *а*) в качестве признаков, несущих диагностическую информацию, используются амплитуда U_{max}, активная длина $t_{в.а}$, спад ΔU, относительный спад вершины $\Delta U/U_{max}$, активная длина фронта $t_{ф.а}$, длительность среза $t_{с.а}$, обратное напряжение $U_{обр}$. Последовательность импульсов (рис. 34.7, *б*) характеризуется периодом следования T, скважностью $Q = T/t_и$, длительностью импульса $t_и$ и паузы

$t_и$, коэффициентом заполнения $K_з = 1/Q$, а также временными сдвигами последовательности импульсов.

Электрические сигналы генераторных датчиков формируются в виде модулированных сигналов, причем модуляция осуществляется за счет использования физических явлений, связывающих возникновение сигнала с изменениями воздействующего на датчик параметра. Передача диагностической информации на расстояние осуществляется с помощью линии связи. Линия связи использует определенную физическую среду для передачи энергии сигналов. В системах диагностики машин наибольшее распространение получили проводные, волоконно-оптические и радиолинии.

Канал связи представляет собой совокупность технических устройств, обеспечивающих передачу диагностического сообщения без искажений.

Пропускная способность C канала есть отношение наибольшего возможного количества информации T, передаваемого без искажения в единицу времени T за данный отрезок времени:

$$C = I/T.$$

Важной характеристикой канала при наличии помех разного вида является зависимость пропускной способности канала от соотношения мощностей полезного сигнала и помехи:

$$C = F_к \log(1 + P_с/P_п),$$

где $F_к$ — полоса пропускания канала; $P_с$ и $P_п$ — мощности полезного сигнала и помехи. Величина C будет возрастать с увеличением отношения $P_с/P_п$, а также с расширением $F_к$.

34.3. АППАРАТНЫЕ СРЕДСТВА СИСТЕМ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

Структуру аппаратных средств (АС) диагностирования выбирают в соответствии с требованиями безотказности, контролепригодности и ремонтопригодности, а также особенностями и целевой установкой процесса диагностирования. В процесс диагностирования входят измерительные, контрольные и вычислительные операции, которые в комплексе позволяют оценить состояние объекта диагностирования (ОД).

Особенность АС для объектов различного вида состоит в соотношении основных функций. В АС функция сбора данных, накопления и вычисления преобладает, особенно при решении задач поиска дефектов и прогнозирования работоспособности. Функции измерения и контроля, реализуемые аппаратными средствами, могут иметь самостоятельное значение при диагностировании на основе контроля допусков.

В самом общем случае в структуру АС системы диагностики (рис. 34.8) входят следующие блоки:

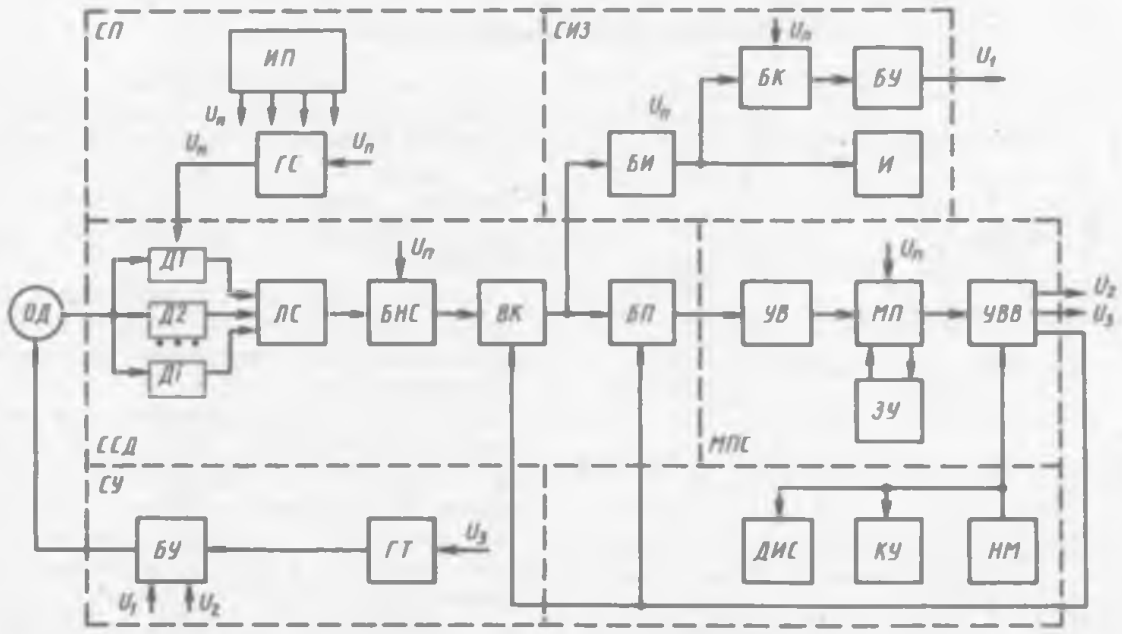


Рис. 34.8. Структурная схема аппаратных средств системы диагностики:
ССД — система сбора данных; *СИЗ* — система измерения и контроля; *СУ* — система управления; *МПС* — микропроцессорная система; *СП* — система питания

датчики $Д_i$, обеспечивающие преобразование различных параметров машин в электрические сигналы;

нормирования сигнала *БНС*, осуществляющие усиление, фильтрацию, масштабирование, согласование максимального уровня сигнала с напряжением полной шкалы АЦП, детектирование и другие преобразования;

коммутаторы, обеспечивающие подключение различных датчиков и устройств по определенной программе;

памяти *ЗУ* для хранения эталонных значений допусков, словарей, дефектов, промежуточных результатов расчетов и диагнозов каждого изделия;

преобразования *БП*, осуществляющие преобразование аналоговых сигналов в дискретные;

индикации и регистрации *И*, *ДИС* для отображения результатов, получаемых при измерении и диагностировании;

измерения *БИ* и контроля *БК*, осуществляющие диагностирование на основе контроля допусков и выдачу управляющего воздействия U_1 на объект диагностирования через буферное усилительное устройство *БУ*;

обработки на основе микропроцессорной системы *МПС*, объем операций в которой может изменяться в широких диапазонах при постановке диагноза и прогнозировании;

управления *БУ*, реализующего принятую программу функционирования *ОД* при диагностировании на основе тестовых воздействий, воспроизводимых генератором тестов *ГТ* или с помощью клавишного устройства *КУ*;

питания, осуществляющего подвод сигнала переносчика генератора *ГС* к датчикам, а также питание блоков системы от стабильного источника *ИП*;

накопитель на магнитном носителе, для хранения программ и массивов данных.

Оценка состояния объекта при функциональном диагностировании осуществляется по совокупности показателей, преобразуемых в электрические сигналы. При этом диагностирование может выполняться как по результатам измерений на основе контроля допусков, так и в результате обработки данных по программам в микропроцессорной системе. При возникновении аварийных ситуаций в систему управления объекта поступают управляющие сигналы U_1 или U_2.

При тестовом диагностировании на *ОД* воздействуют тестовые сигналы, которые формируются в генераторе тестов *ГТ*, который управляется *МПС* посредством сигнала U_3.

Система сбора данных (ССД) осуществляет прием и передачу диагностических сигналов, поступающих одновременно от многих датчиков и других устройств. При этом возникает необходимость преобразования многоканальной информации, имеющей различные формы, связанные с различием характеристик сигналов, поступающих по отдельным каналам: динамического диапазона измерений, уровня помех, частотного спектра, вида модуляции и т. д. Это вызывает необходимость нормализации сигналов датчиков и повышение помехозащищенности каналов линии связи [3].

Обычно датчики $Д_i$, источники сигналов и каналы связи располагаются на *ОД*, где присутствуют помехи от энергетических установок, электрических кабелей и другого электротехнического оборудования. Помехи вносят погрешности в аналоговые сигналы и искажают цифровые данные. Поэтому одной из основных задач ССД является улучшение качества сигналов, поступающих в МПС. Качество сигнала в наиболее общей форме определяется в виде отношения сигнал/шум в линии связи от датчика до цифрового выхода аналого-цифрового преобразователя (АЦП). Это соотношение определяет целесообразность использования многоразрядных АЦП, так как при наличии значительных помех младшие разряды воспроизводят лишь помехи. При восьмиразрядном АЦП допустимое напряжение помехи

$$u \leqslant U_c/512,$$

где U_c — напряжение полезного сигнала.

В диагностических устройствах, основанных на использовании результатов допускового контроля параметров, широко используют компараторы, настроенные на допустимые верхний и нижний уровни диагностического сигнала. Преобразованный компараторами сигнал в дискретной форме вводится в память микропроцессорного модуля.

Широко используют структуры ССД с мультиплексированием аналоговых и цифровых сигналов, позволяющие обеспечить высокую производительность и качество преобразования сигналов при использовании общих линий связи и АЦП.

Структурная схема ССД последовательного преобразования с мультиплексированием показана на рис. 34.9, *а*. В состав схемы нормализации *СН* обычно входят операционные усилители, фильтры нижних частот для улучшения качества сигналов и масштабирования. Частоту среза фильтров нижних частот устанавливают из условия сохранения

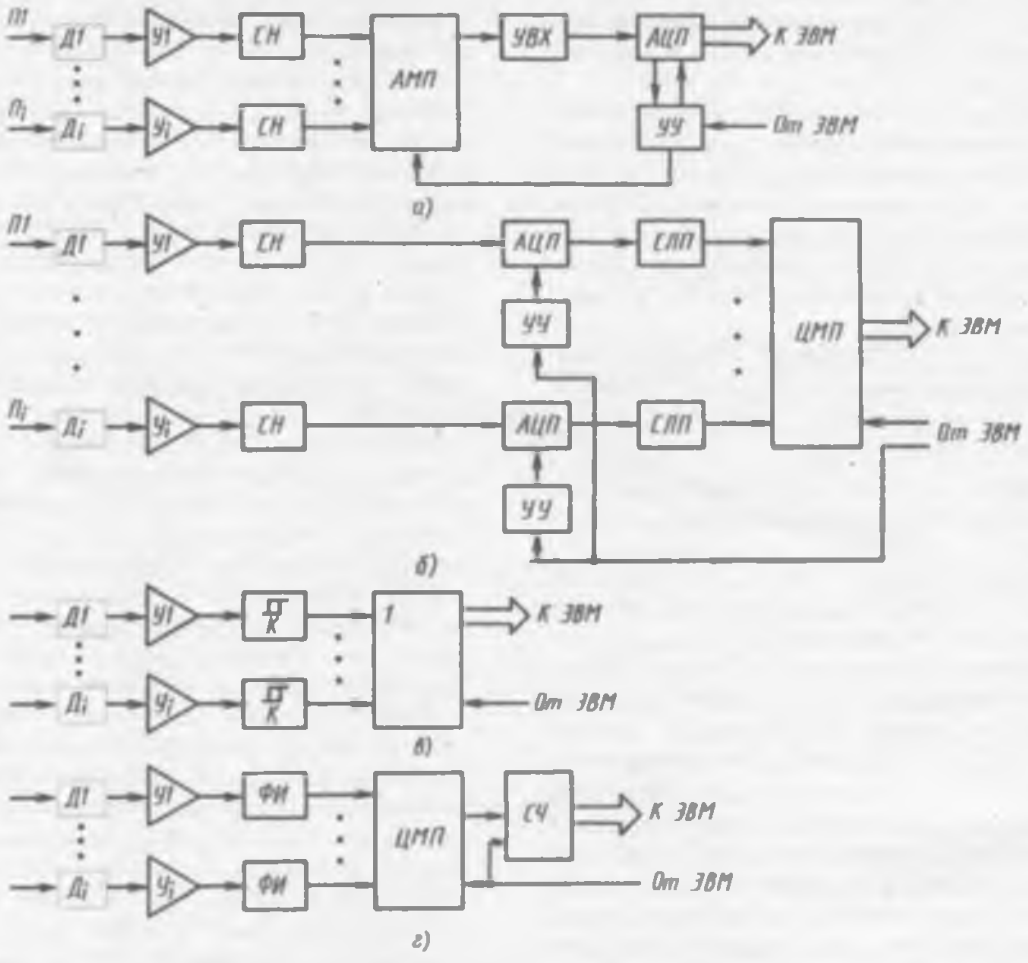


Рис. 34.9. Структурная схема систем сбора данных

частотного спектра полезного сигнала. В схеме использован один *АЦП* с устройством выбора и хранения *УВХ*, работающий с аналоговым мультиплексором *АМП*, который преобразует многоканальную информацию в одноканальную и подает ее последовательно на *АЦП*, откуда информация через устройство ввода *УВ* поступает в *МПС*. Высокая производительность такой системы достигается совмещением коммутации очередного канала данных с преобразованием *АЦП* информации из предыдущего канала, сохраняемой в процессе цикла преобразования в *УВХ*.

При использовании параллельного преобразования (рис. 34.9, *б*) используют несколько *АЦП* и цифровой мультиплексор *ЦМП*. В системах этого вида можно использовать менее быстродействующие *АЦП* без устройств *УВХ* и аналогового мультиплексора, что уменьшает искажение входного сигнала. Кроме того, параллельные *ССД* при удалении источников и приемников сигнала обеспечивают высокую помехозащищенность, так как в них используют цифровые каналы связи. Управление *ССД* осуществляется от ЭВМ через устройство управления *УУ*, которое входит в состав АЦП.

Использование схем логического преобразования *СЛП* в параллельных ССД позволяет разгрузить ЭВМ от обработки избыточной информации. Суть этого заключается в том, что сопоставляются результаты аналого-цифрового преобразования в дискретные моменты времени и если происходит изменение более ΔN заданного значения младшего разряда, то значение сигнала считывается в память, если изменения не превышают ΔN, используется старое значение сигнала. Преобразование частотомодулированного и импульсного сигналов не требует использования АЦП, что значительно упрощает схему ССД.

Параллельная ССД (рис. 34.9, *в*) для цифровых сигналов содержит нормирующий усилитель $У_i$, компаратор $К_i$ или формирователь импульсов *ФИ* (рис. 34.9, *г*) другого вида и регистр, который управляется от ЭВМ. Счет импульсов осуществляется по программе в ЭВМ. Используются также ССД

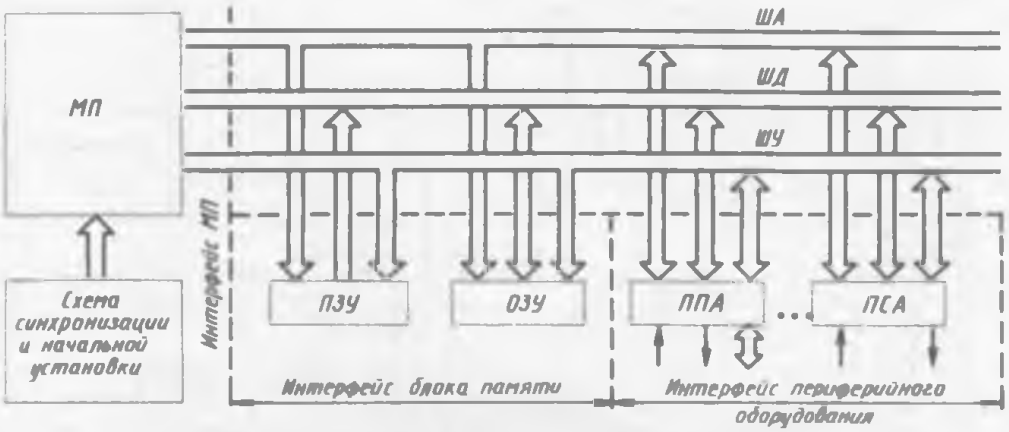


Рис. 34.10. Структурная схема микропроцессорного модуля

с внешним счетчиком *СЧ*, управляемым от ЭВМ. В ряде случаев в состав ССД могут входить микропроцессоры, существенно расширяющие их функциональные возможности.

Центральное место в структуре автоматизированной системы диагностики (СД) занимает микропроцессорный модуль, в состав которого входит микропроцессор (МП).

Типичная структурная схема микропроцессорного модуля СД показана на рис. 34.10 [5]. Представленная схема отображает магистрально-модульный принцип организации микропроцессорных систем. Отдельные блоки являются функционально законченными модулями со встроенными схемами управления. Обмен информацией между модулями осуществляется посредством коллективных шин (магистралей).

Для микропроцессорных устройств характерна трехшинная структура: шина адреса *ША*, шина данных *ШД*, шина управления *ШУ*. Модуль памяти включает постоянное *ПЗУ* и оперативное *ОЗУ* запоминающие устройства. Устройства ввода-вывода подсоединяют к шинам интерфейса *МП* и включают программируемые периферийный адаптер *ППА* и программируемый связной адаптер *ПСА* для передачи информации параллельным или последовательным кодом. Микропроцессорный комплект может включать однокристальный МП с фиксированной системой команд или многокристальный МП с микропрограммным управлением, а также ряд специализированных интерфейсных БИС (контроллер прямого доступа к памяти, контроллер прерываний, программируемый таймер и др.).

Программная настраиваемость интерфейсных БИС дает широкие возможности для построения гибких и эффективных микропроцессорных систем для диагностирования, контроля и управления технологическим оборудованием различного назначения.

Специализированные диагностические модули, выполняющие функции контроля и диагностирования узлов и механизмов по программам, для которых не требуется большой объем памяти, разрабатывают на основе однокристальных микроЭВМ (ОКМ).

Однокристальные микроЭВМ содержат все функциональные блоки микропроцессорной системы, в том числе ОЗУ, ПЗУ, УВВ, и реализуются на одном кристалле, что определяет их предельно малые габаритные размеры и высокую надежность. Структурная схема ОКМ приведена на рис. 34.11 [5, 11]. В микропроцессорное устройство входит арифметико-логическое устройство *АЛУ*, что позволяет выполнять арифметические и логические операции, а также обрабатывать данные в двоичном и двоично-десятичном коде. Устройство управления и синхронизации состоит из генератора, формирователя тактовых сигналов, формирователя сигналов состояний и режимов работы. Схема условных переходов осуществляет управление ветвлением программ при выполнении команд условных переходов. Блок программной памяти *БПП* имеет *ПЗУ*, счетчик команд, дешифратор адреса и команд. *ОЗУ* имеет прямую и косвенную адресацию. В *ОКМ* обеспечивается доступ к любой из ячеек и возможность расширения *ОЗУ*; имеется 27 линий ввода-вывода, 24 из них объединены в три восьмиразрядных порта *P0, P1, P2*. Порт *P0* — двунаправленный, имеет выход с тремя устойчивыми состояниями. Порты *P1* и *P2* кроме операций ввода-вывода имеют возможность хранения записанных данных до перезаписи. Три линии ввода-вывода *T0, T1, INT* используют для команд управления: линию *T0* для выдачи тактовых сигналов, линию *T1* для счетчика внешних событий, линию *INT* для внешнего аппаратного прерывания, она имеет старший приоритет.

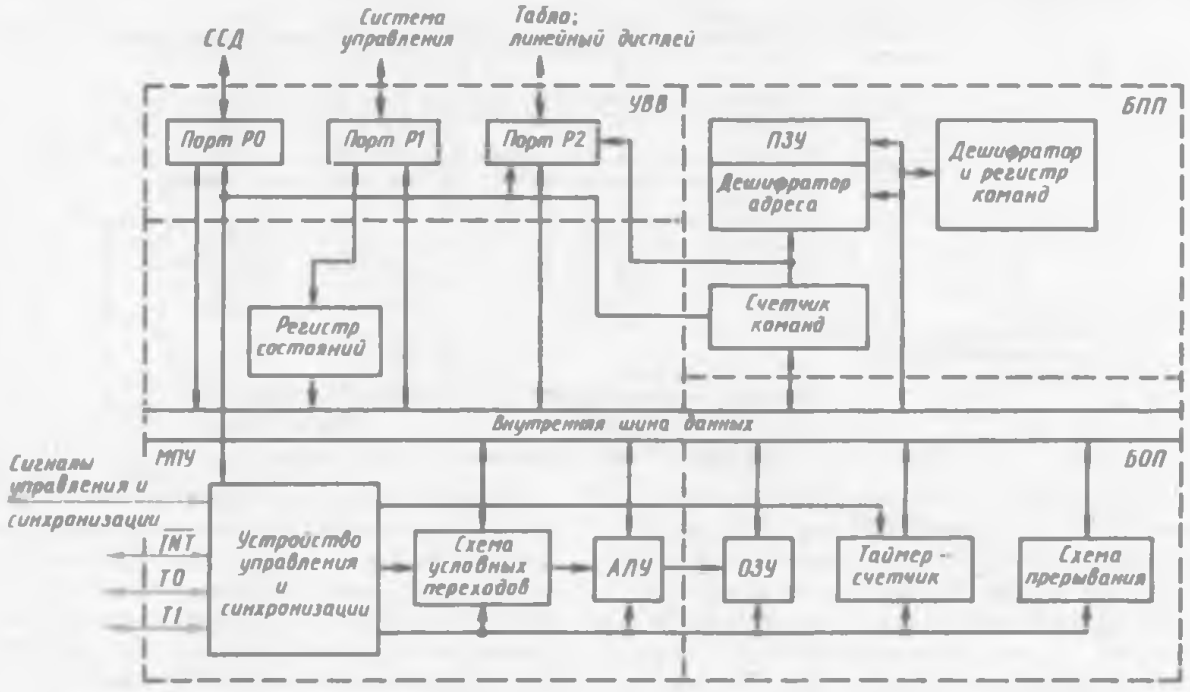


Рис. 34.11. Структурная схема однокристальной микроЭВМ

Таймер-счетчик предназначен для подсчета внешних событий и генерации временных интервалов, что позволяет накапливать диагностическую информацию об отказах и использовать диагностические процедуры, основанные на сравнении временных показателей. Схема прерывания имеет два вектора прерываний: аппаратный по входу $\overline{INT}$ и по флагу таймера-счетчика. Каждый из векторов прерываний программно-управляемый. Это позволяет проводить аварийное воздействие на ОД по результатам диагностирования. ОКМ может работать в режимах проверки программной памяти, работы во внутренней и внешней памяти, пошагового выполнения команд, программирования внутренней памяти. Базовая система команд включает 96 команд. Основные параметры ОКМ приведены в табл. 34.5.

Типовая схема микропроцессорного модуля на базе микросхем серии К580 приведена на рис. 34.12 [10]. Основным элементом схемы является восьмиразрядный однокристальный МП (микросхема КР580ВМ80А). МП выполняет команды по машинным циклам, которые управляются тактовым генератором (КР580ГФ24). Генератор формирует сигналы управления и синхронизации всех БИС. Память МП образована ПЗУ на основе перепрограммируемых схем (К573РФ5). ОЗУ (К537РУ10) — статическое энергонезависимое, что обеспечивает сохранение программы и диагностической информации при отключении источника питания. Контроллер дисплея (КР580ВГ75) осуществляет формирование сигналов управления параметрами изображения на экране. Знакогенератор (К573РФ1) программно определяет формат изображения. Контроллер дисплея через контроллер прямого доступа к памяти (ПДП) получает окно в память ОЗУ. Отображаемые символы выводятся из ОЗУ и последовательно отображаются на экране блока отображения символьной информации БОСИ.

Сопряжение внешних устройств (датчиков, электронных блоков и т. д.) осуществляется посредством программируемых интерфейсных БИС (ППА, контроллер прерываний, таймер, ПСА – универсальный приемопередатчик). Набор и функциональные возможности МПМ зависят от вида диагностируемого оборудования, методов диагностирования, характера изменения регистрируемых процессов, глубины диагностирования и т. д. Для обеспечения этих требований для разработки МПМ кроме микросхем серии К580 можно использовать другие микропроцессорные комплекты.

На рис. 34.13 представлена схема МПМ на основе МП типа КР1810ВМ86. Комплект микросхем серии КР1810 имеет повышенное быстродействие, возможность обработки 16-разрядных данных, расширенное адресное пространство памяти (до 1 Мбайта), увеличенный набор команд. Это позволяет разрабатывать быстродействующие системы ди

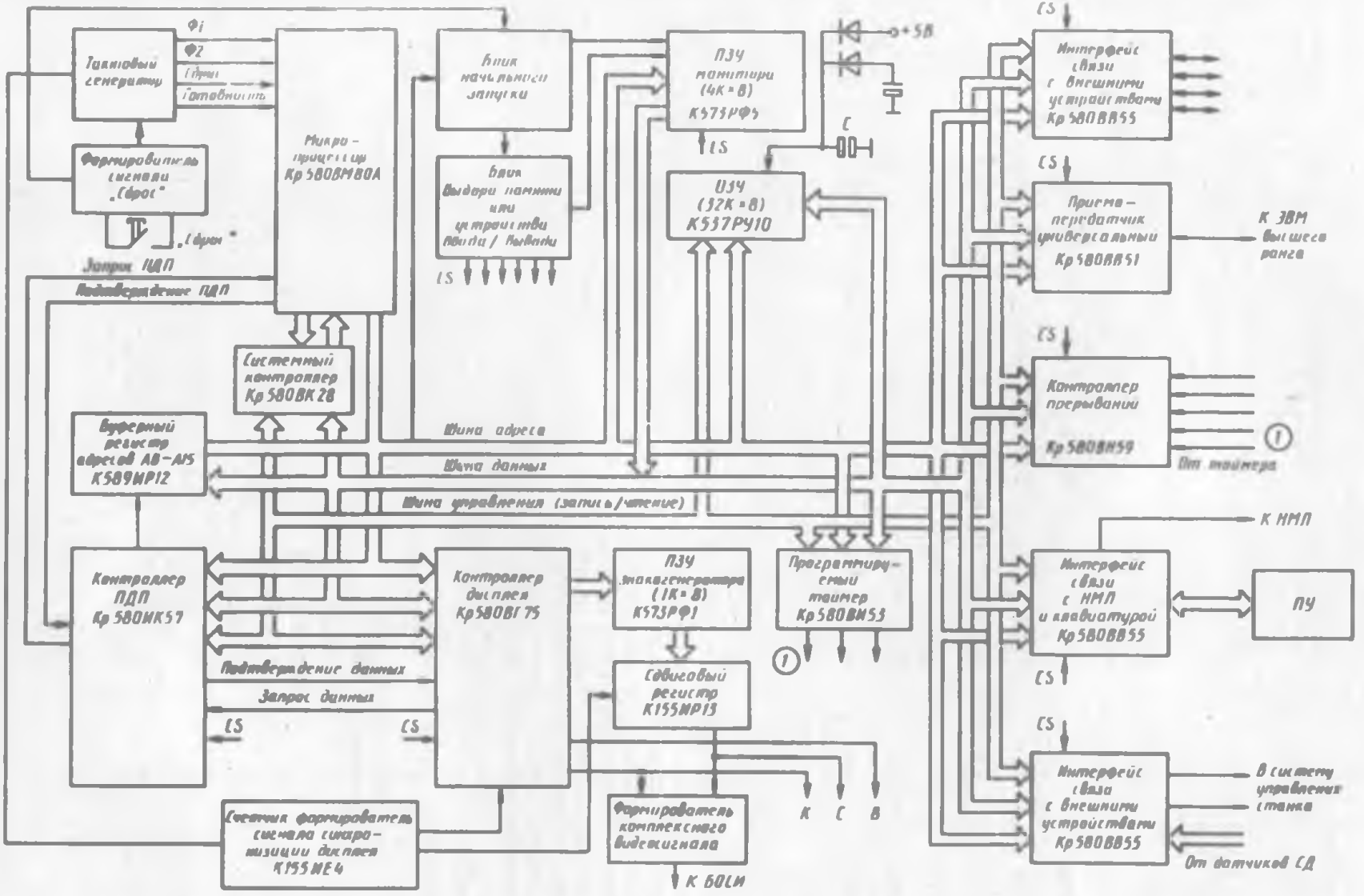


Рис. 34.12. Структурная схема МПМ:
CS — сигнал выбора внешних устройств

34.5. Основные параметры однокристальных микроЭВМ [16]

Обозначение	Разрядность, бит	Объем внутренней памяти, бит		Объем внешней памяти, бит		Производительность, тыс. оп/с	Мощность потребления, В·А	Напряжение питания, В	Диапазон рабочих температур, °С
		ОЗУ	ПЗУ	ОЗУ	ПЗУ				
К1801ВЕ1	16	128×16	1К×16	—	—	300	1	5	−10 ... +70
К1814ВЕ1	8 команд, 4 данных	164×4 16×4	1К×8	—	—	50	0,07	−9	−10 ... +70
КР1816ВЕ31	8 данных, 16 адреса	128×8	—	64К×8	64К×8	1000	0,67	5	−10 ... +70
КР1816ВЕ35	8 данных, 12 адреса	64×8	—	320×8	4К×8	400	0,67	5	−10 ... +70
К1816ВЕ39	То же	128×8	—	384×8	4К×8	400	0,67	5	−10 ... +70
К1816ВЕ48	»	64×8	1К×8	320×8	4К×8	400	0,67	5	−10 ... +70
К1816ВЕ49	»	128×8	1К×8	384×8	4К×8	400	0,67	5	−10 ... +70
КР1816ВЕ51	»	128×8	4К×8	64К×8	60К×8	1000	1	5	−10 ... +70
КР1820ВЕ1	8 команд, 4 данных	64×4	1К×8	—	—	100 ... 250	0,18	5	0 ... +70
К1830ВЕ48	8 данных, 12 адреса	64×8	1К×8	320×8	4К×8	500	0,03	5	−10 ... +70

агностики, функционирующие в масштабе реального времени с сетевой структурой. Использование диагностической информации для повышения надежности оборудования предполагает отображение диагностических сообщений и результатов измерения, а также управления процессом диагностирования и выводом информации. Для этого используют устройства ввода-вывода УВВ: разнообразные клавиатуры и пульты, линейные дисплеи на семисегментных индикаторах, световые табло с фиксированным набором диагностических сообщений, алфавитно-цифровые дисплеи [6], система сбора диагностических данных ССД.

Специализированная БИС (контроллер клавиатуры К580ВК79) позволяет создать клавиатуру любой требуемой размерности. Кроме этого, контроллер путем разработки

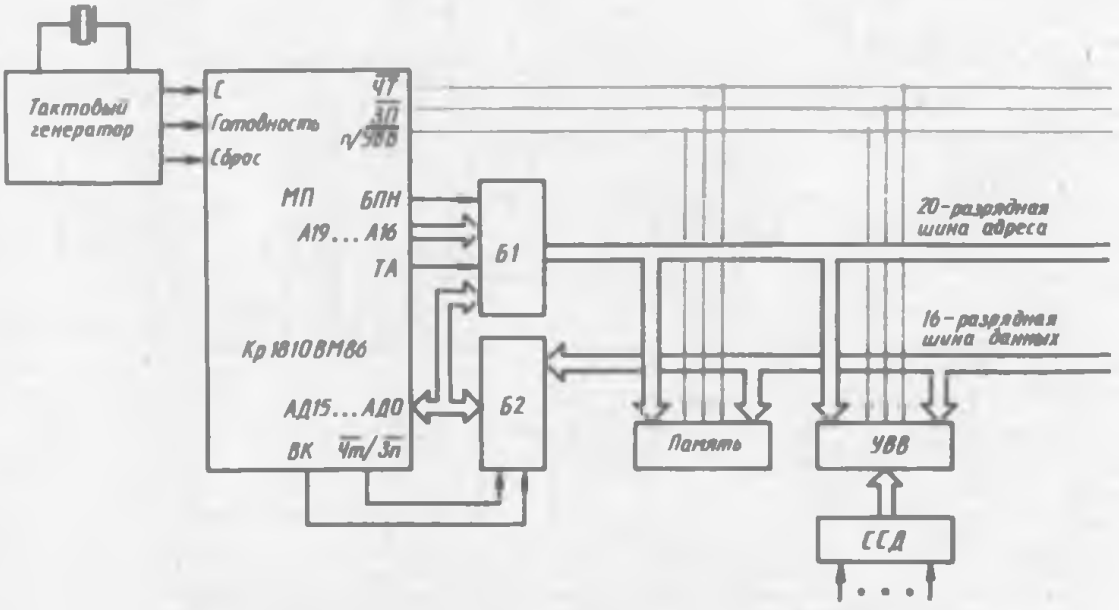


Рис. 34.13. Структурная схема МПМ на основе МП КР1810ВМ86

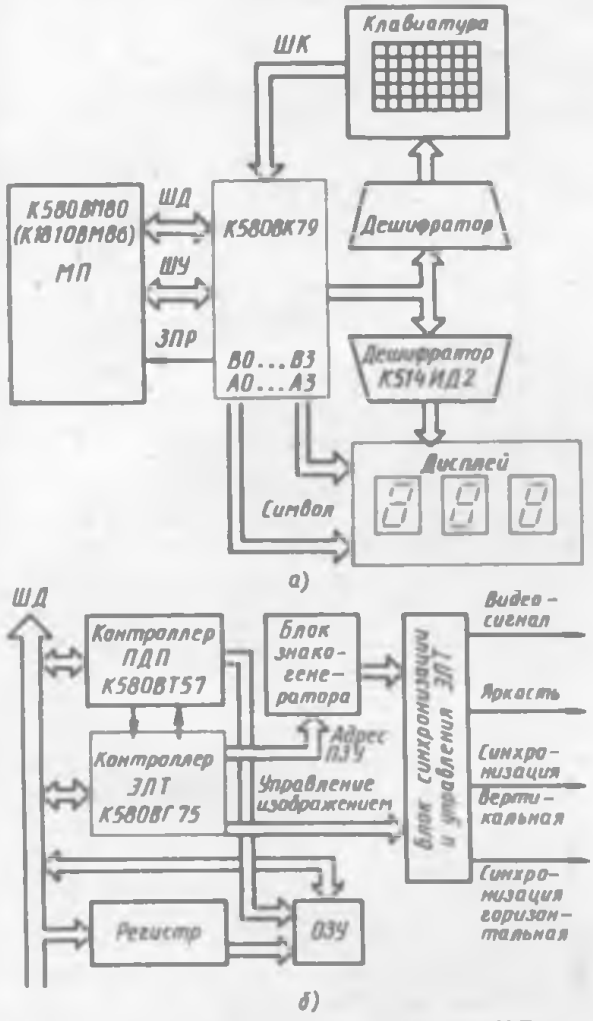


Рис. 34.14. Схемы организации связи МП-системы с аппаратурой вывода информации:

а — с линейным дисплеем; *б* — с алфавитно-цифровым дисплеем

необходимого программного обеспечения реализует процедуры вывода информации на линейный дисплей на основе семисегментных индикаторов (ССИ). Возможны два способа вывода информации на линейный дисплей: статический и динамический. Статический режим предполагает наличие преобразователей кодов и буферных регистров, на которых сохраняется выводимая информация до перезаписи. Динамический режим предполагает управление ССП непосредственно от МП с частотой, предотвращающей мерцание яркости экрана [5]. На рис. 34.14, *а* показана схема включения контроллера клавиатуры в МП-систему, в состав которой входят клавиатура (пульт управления) и линейный дисплей.

В диагностических системах, в которых требуется отображение алфавитно-цифровой информации, используют дисплей с электронно-лучевой трубкой (ЭЛТ). Для сопряжения дисплея этого вида с МП-системой используется контроллер видеотерминала БИС К580ВГ75 (рис. 34.14, *б*), который позволяет путем программирования управлять форматом изображения. Контроллер *ПДП* обеспечивает быструю передачу данных из *ОЗУ* в контроллер *КВТ* для воспроизведения знаков на *ЭЛТ*.

Знакогенератор строится на основе ПЗУ. В зависимости от организации блока знакогенератора возможно воспроизведение символов различной формы. Наибольший эффект от применения диагностических средств для контроля работоспособности технологического оборудования достигается при объединении их в диагностическую сеть.

Структурная схема вычислительных средств диагностической сети показана на рис. 34.15. Архитектура для построения локальных диагностических сетей объединяет различные виды диагностических средств, функционально ориентированных на различные механизмы, узлы машин и группы технологического оборудования. При этом может быть реа-

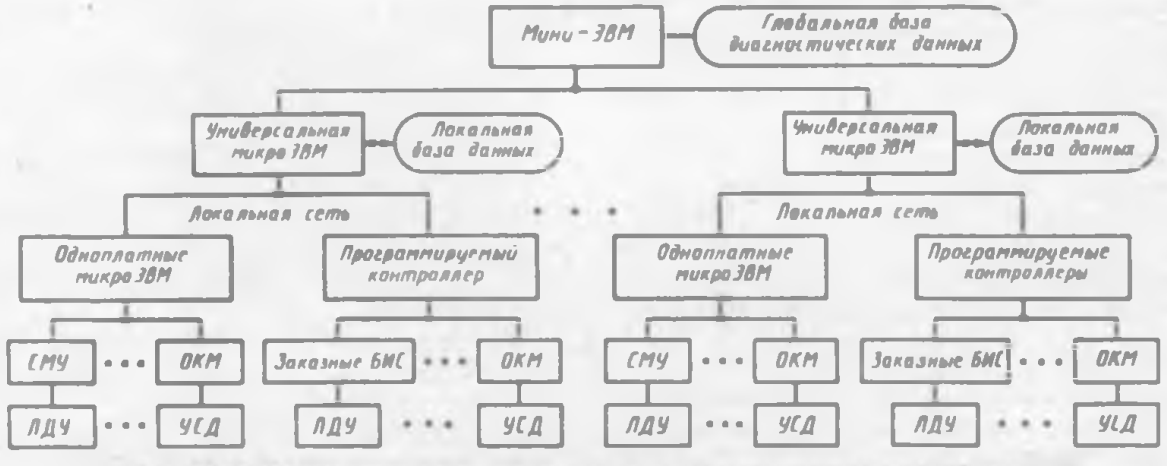


Рис. 34.15. Структурная схема вычислительных средств диагностической сети

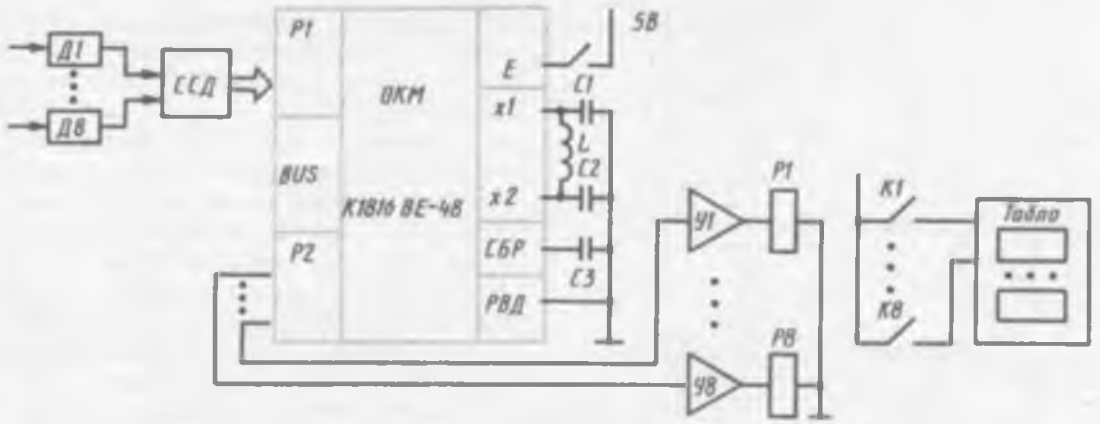


Рис. 34.16. Структурная схема специализированного диагностического устройства

лизован принцип децентрализации диагностической сети путем размещения законченных диагностических модулей на узлах диагностируемого оборудования, а также принцип централизации путем объединения локальных сетей различных групп оборудования на высшем уровне.

На нижнем уровне используются логические диагностические устройства *ЛДУ*, построенные на основе стандартных ТТЛ-схем. Эти устройства выполняют диагностирование на основе логических преобразований сигналов дискретных датчиков. Аналоговые сигналы преобразуются посредством устройств сбора данных *УСД*, которые осуществляют сбор и преобразование данных для их использования в вычислительных устройствах. Специализированные микропроцессорные устройства *СМУ* и заказные *БИС* осуществляют преобразование и обработку данных одиночного параметра специального вида оборудования. Однокристальные микроЭВМ (ОКМ) проводят предварительную обработку массивов данных, вывод их на дисплей, осуществляют обмен данными с ЭВМ высшего ранга, управляют устройствами сбора данных (АЦП, мультиплексорами и т. д.) [17].

Универсальная микроЭВМ (ведущая) осуществляет обмен информацией между ОПМ и ПК, проводит сортировку и накопление информации локальной базы данных, вычисление статистических характеристик и диагностирование на их основе, прогнозирование состояний объектов диагностики и принятие решений по осуществлению изменений режимов функционирования объектов.

Мини-ЭВМ высшего уровня осуществляет сбор, обработку и хранение данных для длительного использования и диагностирования технологических процессов данного производства. Диагностические средства могут применяться в полной совокупности в составе локальной диагностической сети, а также в виде фрагментов, объединяющих отдельные виды аппаратуры. На рис. 34.16 показана структурная схема специализированного диагностического устройства, реализованного на микросхеме К1816ВЕ48 однокристальной ЭВМ. Динамическое устройство помимо арифметических и логических операций, сбора и обработки данных осуществляет вывод диагностических сообщений на табло. Датчики *Д1—Д8* дискретного сигнала (0,1) подключены к восьми разрядам порта ввода *Р1*, исполнительные механизмы (реле *Р1—Р8*) подключены к восьми разрядам порта *Р2*, что позволяет различить восемь диагностических состояний.

Табло имеет восемь световых окон, на которых нанесен текст диагноза. Каждое окно имеет внутренний источник освещения, который управляется контактами *К1—К8* или электронными ключами. При поступлении диагностической информации от датчиков *Д1—Д8* осуществляется программная обработка сигналов датчиков. В результате анализа определяется вид технического состояния ОД и через порт *Р2* выдаются сигналы управления, которые вызывают срабатывание реле и высвечивание диагноза на табло диагностического устройства.

На рис. 34.17 показана структурная схема системы управления на основе программируемого контроллера *ПК*, в состав которой включено диагностическое микропроцессорное устройство на основе однокристальной микроЭВМ [9].

Контроллер *1* логической обработки считывает программу, хранимую в ППЗУ *2*, для хранения промежуточных данных и вводимой информации используется ОЗУ *3*. Вычислительные и логические операции выполняет микропроцессор *4*, обмен информацией

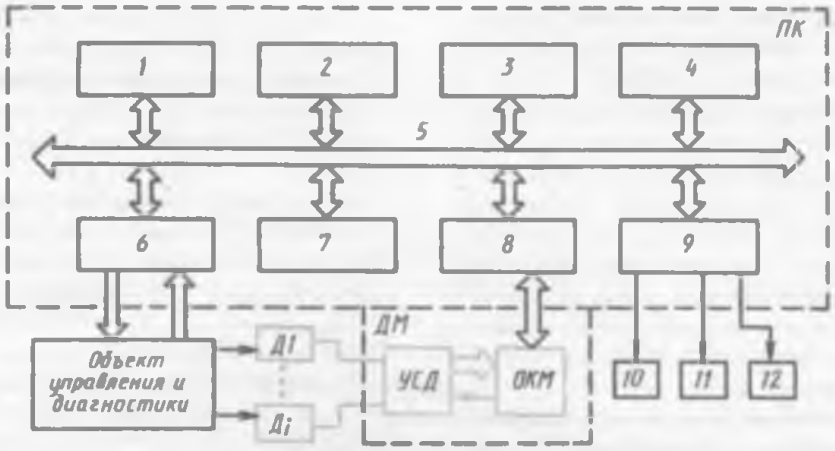


Рис. 34.17. Структурная схема системы управления в составе диагностического модуля и программируемого контроллера

между устройствами осуществляется по магистрали *5* интерфейсной связи. Циклический опрос входных сигналов с объекта управления осуществляется через контроллер *6* ввода-вывода. Таймеры *7* и счетчики осуществляют реализацию временных задержек на включение механизмов. Модуль *8* связи с ЭВМ осуществляет обмен информацией с диагностическим модулем *ДМ*. В состав модуля входят устройство сбора данных *УСД* и однокристальная микроЭВМ (*ОКМ*), которые преобразуют диагностическую информацию датчиков $Д1—Д_i$. Блок *9* необходим для сопряжения с внешними устройствами: клавиатурой *10*, дисплеем *11*, накопителем на магнитной ленте *12*. Наряду с задачами логического (циклического) управления решаются задачи диагностирования, причем объединение устройств управления и диагностики позволяет использовать стандартные устройства ПК для постановки диагноза о работоспособности объекта управления.

При выполнении диагностирования нескольких машин, связанных едиными технологическими процессами, совместно используют несколько периферийных микроЭВМ, при этом необходимо обеспечить их взаимодействие с общими периферийными устройствами и ЭВМ высшего ранга. Взаимодействие обеспечивается программно-аппаратными средствами; при этом могут осуществляться три основных режима взаимодействия: ведущий — ведомый, раздельного выполнения задания и симметричной работы всех ЭВМ.

Основные функции ЭВМ высокого ранга состоят в планировании работы системы, диспетчеризации, разрешении конфликтов при обращении к общим системным ресурсам или при возникновении отказов в диагностируемых объектах. Для устранения конфликтных ситуаций при одновременном обращении нескольких периферийных ЭВМ к общей магистрали применяют специальные устройства — арбитры *А* (рис. 34.18), которые с помощью коммутаторов *К* осуществляют развязку внутренних магистралей системы, что обеспечивает одновременную и автономную работу всех диагностических модулей *ОПМ*. Арбитр *А* управляет работой коммутаторов на основе заданных алгоритмов, обеспечивающих выполнение арбитража программными средствами. Разрешение конфликтов возможно на основе введения приоритетов диагностических модулей системы в зависимости от их диагностического веса в поддержании работоспособности объекта диагностирования.

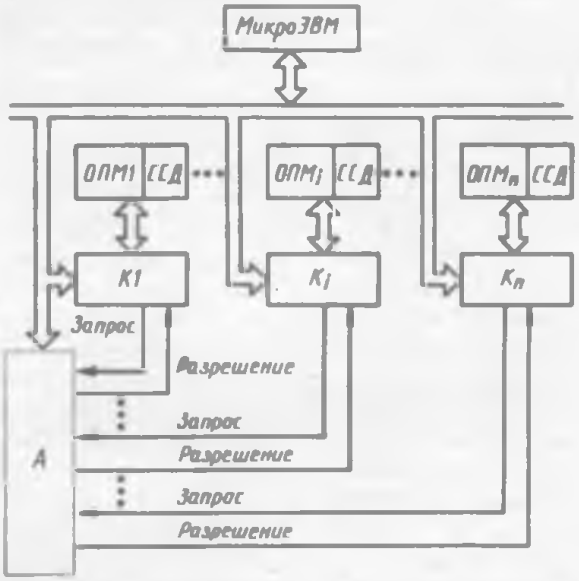


Рис. 34.18. Структурная схема локальной диагностической сети с арбитром

34.4. СИСТЕМЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ МАШИН

Системы диагностирования можно классифицировать по ряду признаков.

По степени взаимодействия с объектом СД могут быть активные и пассивные. Активные СД воздействуют на объект, подавая тестовые сигналы, которые стимулируют реакцию объекта и затем оценивают его состояние. Пассивные СД используют сигналы, которые возникают в процессе функционирования ОД.

По конструктивной связи с объектом различают встроенные и внешние СД. Встроенные системы выполняют в общей конструкции с объектом и должны отвечать требованиям контролепригодности и ремонтопригодности ОД. Внешние системы выполняют отдельно от объекта и по мере необходимости их можно использовать на этапе изготовления, при стендовых испытаниях и в условиях эксплуатации.

По способу обработки информации СД могут быть последовательного и параллельного действия. СД последовательного действия осуществляют контроль, обработку результатов, помех, неисправностей, постановку диагноза и т. д. последовательно по каждому информационному каналу. Эти системы отличаются простотой аппаратных и программных средств, но их функционирование требует значительных затрат времени.

СД параллельного действия позволяют проводить одновременно прием и обработку по нескольким каналам. При этом проводится анализ результатов после группы проверок. Такие системы сложнее СД последовательного действия, но более эффективны [7]

По способу концентрации аппаратных средств СД могут быть централизованные и децентрализованные. Централизованные СД имеют информационное ядро в виде одной ЭВМ, оснащенной необходимыми периферийными устройствами. Такая ЭВМ осуществляет сбор и обработку информации по всем информационным каналам. СД этого типа позволяет проводить комплексное диагностирование ОД, но имеет невысокое быстродействие и надежность. Такие СД обычно используют в качестве внешних диагностических комплексов.

Децентрализованные СД имеют распределенные по объектам периферийные микроЭВМ (микропроцессорные модули), которые проводят первичную обработку результатов и взаимодействуют с центральной микроЭВМ по прерыванию в случае возникновения аварийных ситуаций или по программе диспетчеризации, которая осуществляется центральной микроЭВМ. Эти системы обладают высокой жизнеспособностью и быстродействием.

По способу получения информации о состоянии ОД можно выделить СД, преобразующие сигналы, возникающие при функционировании ОД (функциональные), и системы, преобразующие выходные сигналы при тестовом воздействии. Особенностью этих СД является обязательное наличие модели объекта и сравнение параметров ОД и модели.

По степени автоматизации СД условно разделяют на автоматизированные и автоматические. В автоматизированных системах предусматривается активное участие оператора, который наблюдает за процессом диагностирования, управляет режимом сбора данных, подает сигналы для тестовых воздействий и т. д. Эти системы в настоящее время являются наиболее распространенными и экономичными.

Автоматические СД имеют высокую степень автоматизации процессов диагностирования, но являются более дорогостоящими, чем автоматизированные СД.

По степени универсальности СД разделяют на универсальные и специализированные. Универсальные СД предназначены для объектов диагностирования различного конструктивного исполнения и функционального назначения. Эти системы имеют универсальную программирующую микроЭВМ и большой набор программных средств. Их можно использовать в различных условиях при лабораторных и эксплуатационных испытаниях машин. Для этих систем характерна высокая гибкость структуры.

Специализированные СД имеют неизменяемую структуру аппаратных средств и предназначены для диагностирования только однотипных объектов. Такие системы строят на основе унифицированных МП, но периферийные средства ориентированы на решение специфических задач. В этих системах преобразование информации часто осуществляется аппаратными средствами, что сокращает объем памяти и повышает автономность системы.

По набору информационных сигналов СД могут быть комплексные и однопараметрические. Комплексные СД воспринимают несколько информационных сигналов, однопараметрические используют один главный диагностический параметр.

По степени взаимодействия с другими системами ОД различают СД связанные и автономные. Связанные СД функционируют в непосредственном взаимодействии с системами управления, адаптации, надежности. Эти СД являются составной частью всей общей системы, которая управляет качеством выпускаемых изделий или технологических процессов. Связанные системы разрабатывают по единому техническому заданию совместно с другими системами ОД.

Автономные СД выполняют диагностирование независимо от функционирования других систем ОД. Их воздействие на ОД осуществляется либо через оператора (подача звукового, светового сигнала), либо ограничено формированием сигналов управления для предотвращения аварийных ситуаций.

Системы диагностирования машин в зависимости от назначения выполняют функции выявления дефектов, контроль функционирования, защиту от аварий, адаптацию к изменению технологического процесса или условий внешней среды, накопление данных о частоте и видах отказов, оценки качества сборки, регулировки и ремонта, прогнозирование состояния объектов диагностики.

Автоматизированная система диагностики токарного многошпиндельного автомата основана на измерении крутящего момента $M_{кр}$ и угла поворота φ на распределительном валу. Изменение $M_{кр}$ в процессе работы позволяет определять многие виды неисправностей механизмов автомата [21].

В автоматизированную СД (рис. 34.19) входят микропроцессорный модуль *МПМ*, блок *АЦП* с устройством выборки и хранения *УВХ*, аналоговый датчик крутящего момента *Д1*, датчик угла поворота *Д2* с частотно-модулированным сигналом, токосъемное устройство *ТС*, пульт управления *ПУ*, накопитель на магнитной ленте *НМЛ*, блок отображения символьной информации *БОСИ* в виде дисплея с ЭЛТ.

Аналоговый сигнал датчика момента *Д1*, пропорциональный величине действующего крутящего момента, поступает в виде напряжения на вход аналогового усилителя, включенного в состав датчика, а затем через токосъемное устройство *ТС* передается на один из входов *АЦП*. Для синхронизации $M_{кр}$ и угла φ *АЦП* управляется импульсным сигналом датчика угла *Д2*, который поступает на управляющий вход *АЦП*. В блоке *АЦП* напряжение датчика момента преобразуется в дискретную форму, квантованную по углу поворота, и поступает на вход микропроцессорного модуля. В *МПМ* кодовые сигналы датчиков формируют массивы данных, которые программно обрабатываются для определения диагноза. Для контроля программ и управления блоками системы диагностики используется пульт *ПУ*. Диагностическая информация о состоянии автомата отображается в виде текстового сообщения на экране *БОСИ*.

При возникновении аварийных ситуаций в систему управления автомата выдается сигнал аварийного останова. На рис. 34.20 представлена схема системы сбора данных для СД токарного автомата. Тензометрические преобразователи $R_A - R_D$ датчика момента *Д1* соединены в мостовую схему, измерительная диагональ которого включена на входы операционного усилителя *DA1*, балансировка моста осуществляется резистором *R1*, калибровка — резистором *R12*. После усиления аналоговый сигнал поступает на вход схемы *SW* токового ключа *DD2*. Схема *SW* осуществляет выборку и хранение мгновенного значения напряжения информационного сигнала, которое преобразуется АЦП. Схема управляется импульсами, которые формирует датчик угла *Д2*. Микросхема *DA8* (К1113ПВ1) представляет собой 10 разрядный АЦП; она преобразует входное напряжение 0—10,24 В в восьмиразрядный код, который поступает на вход МПМ

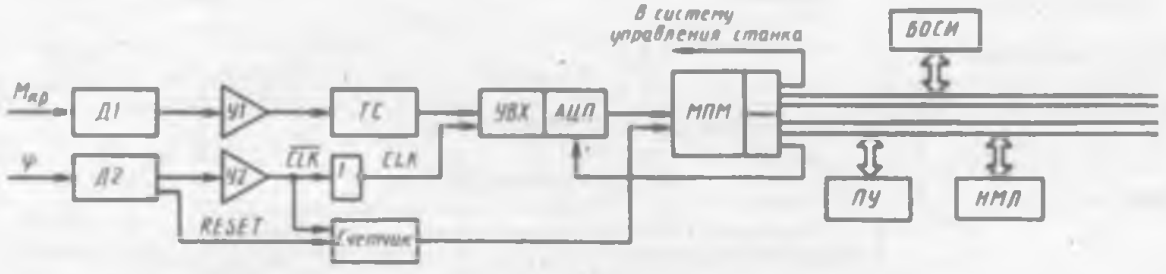


Рис. 34.19. Структурная схема системы диагностики токарного автомата

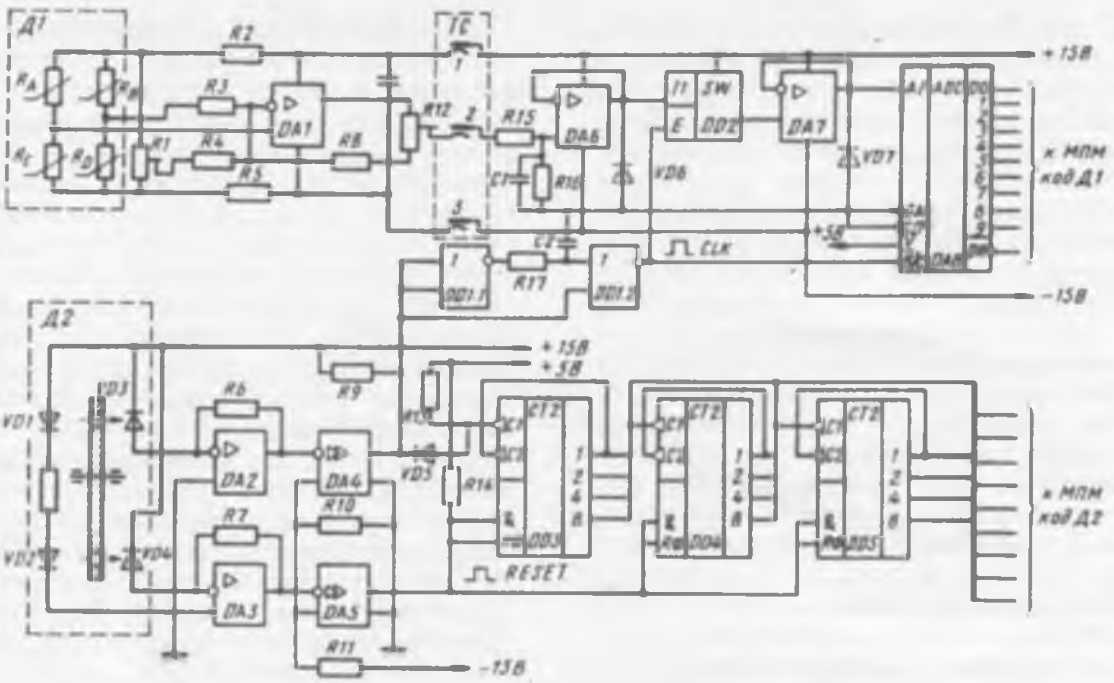


Рис. 34.20. Схема ССД диагностической системы токарного автомата

Сигнал фотоэлектрического импульсного датчика угла *Д2* формирует два сигнала управления *CLK* и *RESET*, а также кодовый сигнал угла поворота вала, который поступает на вход МПМ. Сигнал *CLK* управляет работой АЦП, сигнал *RESET* появляется при завершении цикла работы механизмов и обнуляет состояние счетчиков.

Устройство (мотор-тестор) для диагностирования систем автомобильного двигателя (рис. 34.21) [19] предназначено для проверки систем зажигания, электрооборудования, цилиндропоршневой группы, газораспределителя и др.

В диагностическое устройство входят девять датчиков, нормирующие преобразователи, аналоговый мультиплексор *МХ* и блок *АЦП*, микропроцессорный модуль в составе двух МП (предварительный и центральный), блока памяти *ЗУ* и синхронизации. Средства отображения информации состоят из осциллоскопа для визуального наблюдения форм

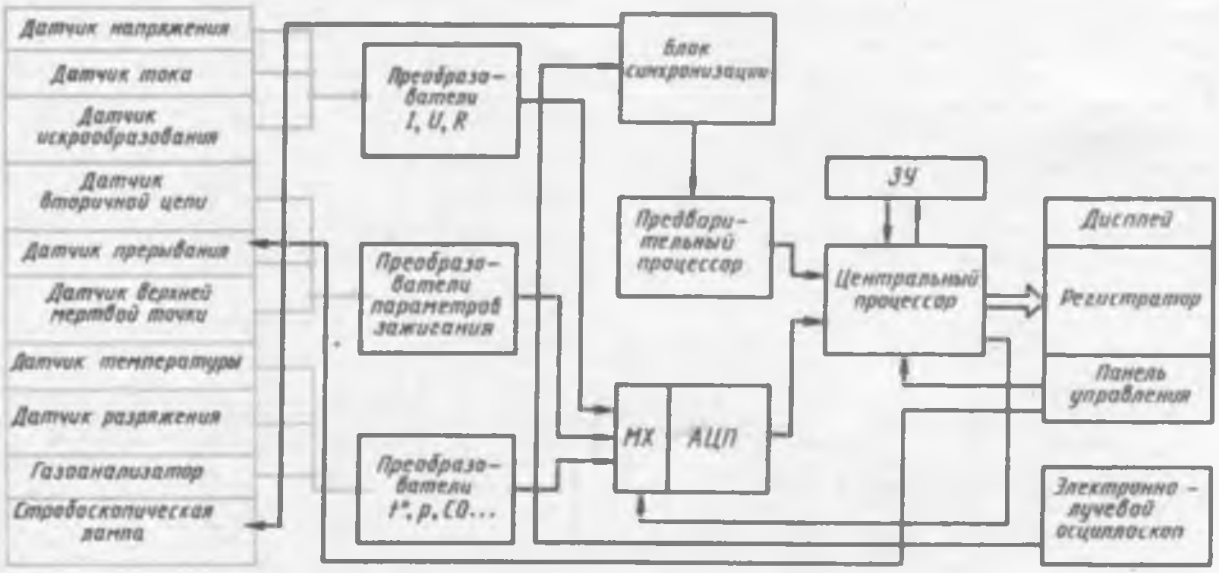


Рис. 34.21. Структурная схема диагностического устройства автомобиля

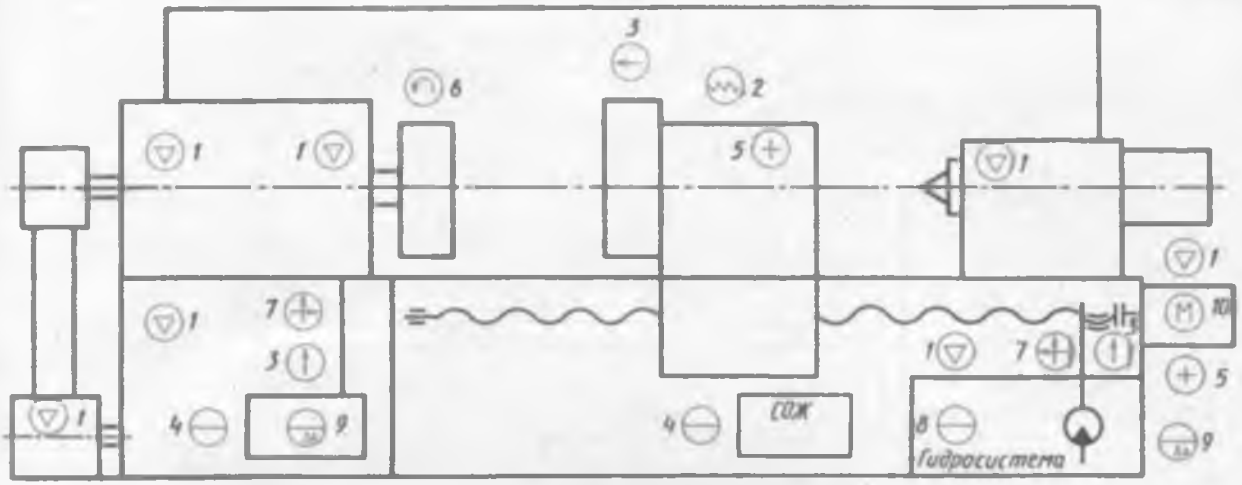


Рис. 34.22. Размещение датчиков на станке

изменения рабочих параметров, регистратора для вывода диагноза на бумажный носитель, дисплея для вывода текстовых сообщений. Устройство имеет панель управления для формирования управляющих сигналов для автоматизации процесса измерения и диагностирования.

Устройство позволяет измерять основные параметры при пуске двигателя и при трех фиксированных частотах вращения коленчатого вала; определять снижение частоты вращения при последовательном отключении каждого цилиндра, температуру в различных точках двигателя; анализировать содержание углеводородов в отработанных газах; контролировать состояние аккумулятора, генератора и других блоков системы электропитания. Результаты измерений обрабатываются центральным МП для получения диагноза состояния систем двигателя; кроме этого, на дисплей выдаются рекомендации и перечень операций для устранения обнаруженных неисправностей.

Комплексная встроенная автономная система (рис. 34.22) диагностирования (КВА-система) токарного станка с ЧПУ имеет размещенные на станке датчики температуры *1*, вибрации *2*, расхода масла *3* и уровня СОЖ

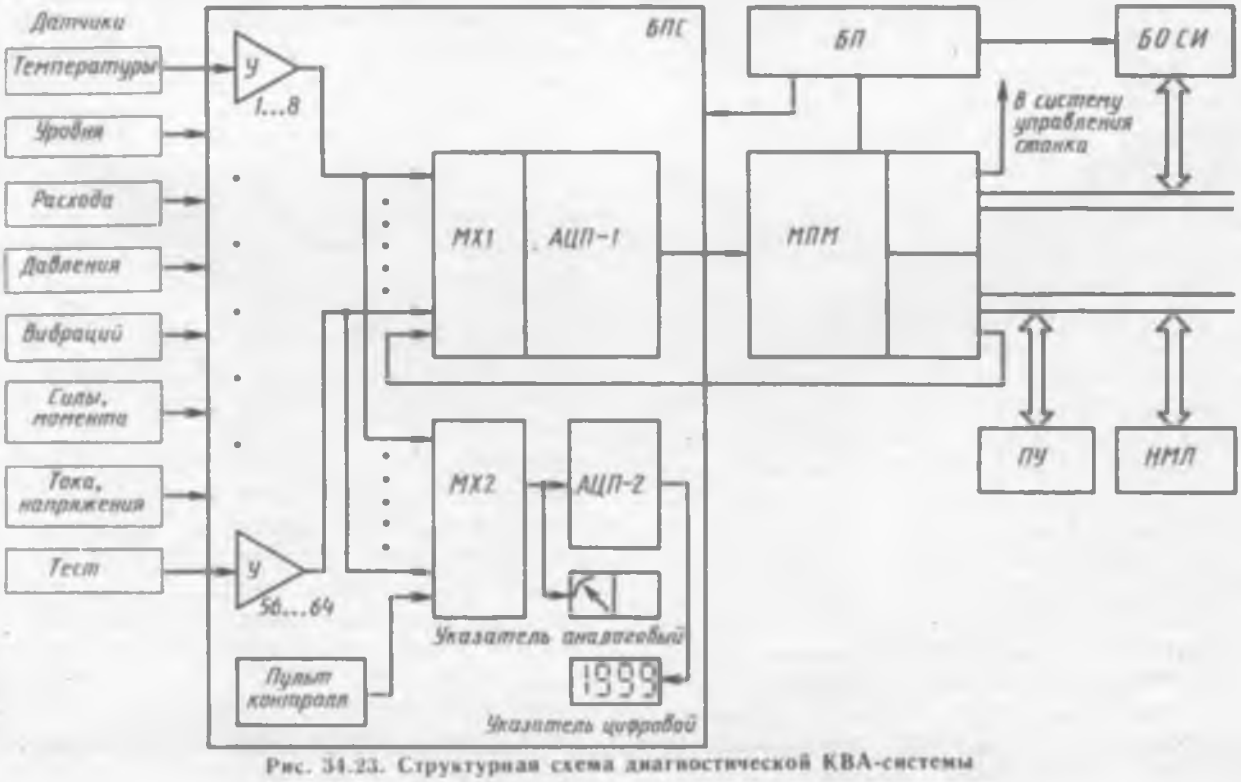


Рис. 34.23. Структурная схема диагностической КВА-системы

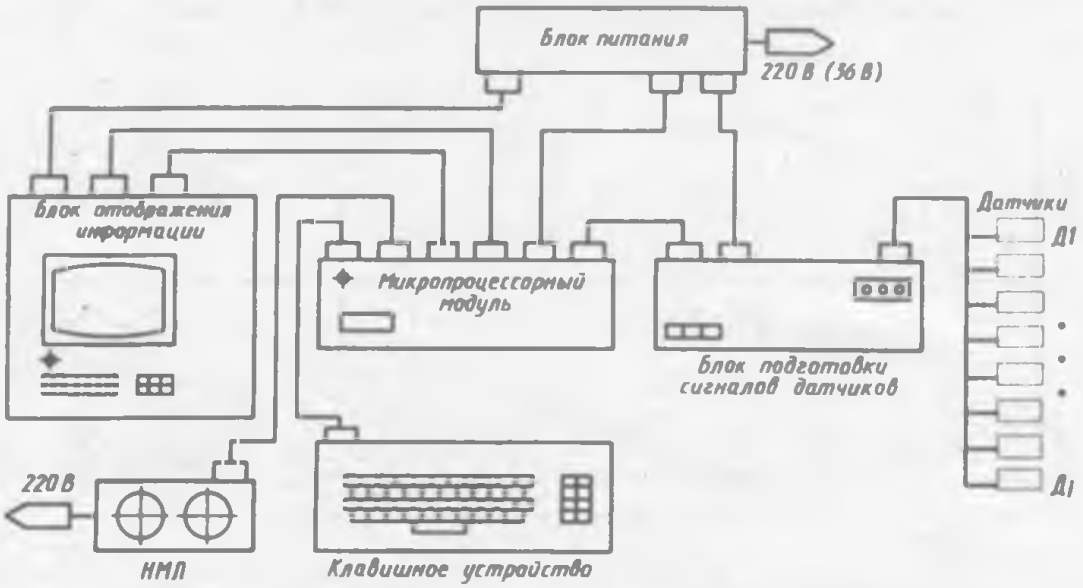


Рис. 34.24. Состав блоков КВА-системы диагностики

4, тока *5*, частоты вращения *6*, давления *7*, уровня жидкости *8*, наличия примеси в масле *9* и момента *10*.

Архитектура аппаратных средств КВА-системы показана на рис. 34.23. Особенностью этой СД является совмещение измерительных и диагностических функций, которые осуществляются по параллельным каналам и результаты измерения параметров отображаются на цифровом дисплее станка, что позволяет контролировать работоспособность датчиков и упрощает программное обеспечение. Кроме датчиков в состав КВА-системы входят блок преобразования нормирования сигналов *БПС* датчиков с АЦП и измерительной системой, микропроцессорный модуль *МПМ*, блок питания *БП*, накопитель на магнитной ленте *НМЛ*, пульт управления *ПУ* и блок отображения символьной информации *БОСИ*. Состав блоков КВА-системы показан на рис. 34.24.

Представленная система является функциональной и основана на регистрации рабочих параметров станка, возникающих в процессе функционирования. Основные задачи СД: проверка работоспособности оборудования и правильности функционирования узлов и систем; поиск отказов, постановка диагноза и выдача диагностических сообщений; управление приводом при возникновении аварийных ситуаций; контроль за выполнением условий правильной эксплуатации оборудования; отключение отказавших блоков без нарушения работы остальных блоков системы; прекращение работы при несанкционированном отключении диагностической системы. КВА-система позволяет использовать датчики разных видов (аналоговые, дискретные, кодовые) и имеет возможности видоизменять регистрируемые параметры.

Важным элементом системы диагностики станков является система диагностирования инструмента. Контроль рабочего инструмента осуществляется внешними и встроенными средствами. При этом применяют как прямые, так и косвенные методы. Наиболее распространенными являются методы измерения геометрии инструмента (датчиками касания), измерение электрических параметров и виброакустические методы (акустической эмиссии). На рис. 34.25, *а* показан преобразователь акустической эмиссии, закрепляемый на резце [2].

Акустический сигнал усиливается, фильтруется и интегрируется. По изменению сигнала судят о состоянии инструмента. Чувствительным элементом датчика является пьезоэлемент *1*, изолированный от корпуса *4* шайбой *3* из фторопласта, заряды передаются гибким проводником *6* и снимаются с токосъемника *5*, изолированного от корпуса шайбой *2*.

На рис. 34.25, *б* показана схема СД для диагностирования инструмента методом акустической эмиссии. Деталь *1* обрабатывают резцом *2*, на котором установлен датчик *Д* акустической эмиссии. В ССД входят усилители *У*, управляемый блок фильтров *БФ*, *АЦП*, микропроцессорный модуль *МПМ*, пульт *ПУ*, дисплей и регистратор *АЦПУ*. СД выдает в систему управления управляющий сигнал при превышении допустимого уровня колебаний инструмента.

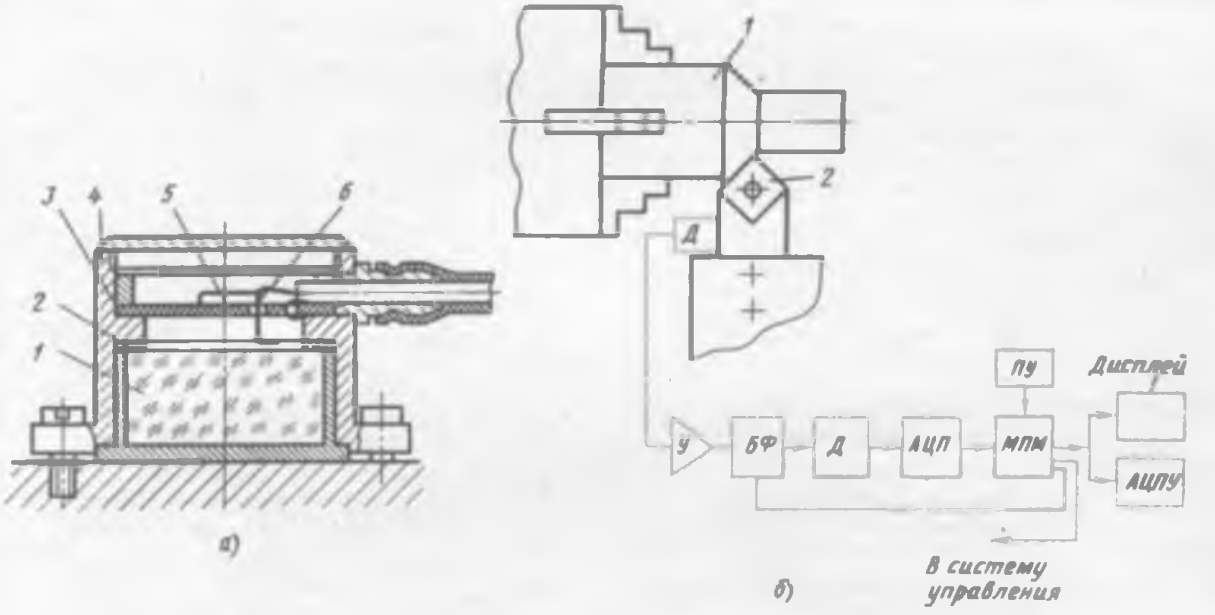


Рис. 34.25. Схема СД инструмента методом акустической эмиссии

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Балицкий Ф. Я., Иванова М. А., Соколова А. Г., Хомяков Е. И.** Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов. М.: Наука, 1984. 119 с.

2. **Барзов А. А.** Обеспечение надежности режущего инструмента: Учебное пособие. М.: Машиностроение, 1985. 64 с.

3. **Васильев В. И., Гусев Ю. М., Миронов В. Н.** Электронные промышленные устройства. М.: Высшая школа, 1988. 303 с.

4. **Игнатьев М. Б., Мироновский Л. А., Юдович В. С.** Контроль и диагностика робототехнических систем: Учебное пособие. проектирования микропроцессорных устройств Л.: ЛИАП. 1985. 157 с.

5. **Каган Б. М., Сташин В. В.** Основы автоматики. М.: Энергоатомиздат, 1987. 304 с.

6. **Калабеков Б. Л.** Микропроцессоры и их применение в системах передачи и обработки сигналов. М.: Радио и связь, 1988. 367 с.

7. **Калявин В. И., Мозгалевский А. В.** Технические средства диагностирования. Л.: Судостроение, 1984. 208 с.

8. **Коллакот Р. Д.** Диагностирование повреждений: Пер. с анг. М.: Мир, 1989. 516 с.

9. **Микропроцессорные** средства производственных систем/Под ред. В. Г. Колосова Л.: Машиностроение, 1988. 286 с.

10. **Микропроцессоры** и микропроцессорные комплексы. Справочник/Под ред. В. А. Шахнова. Т. 1. М.: Радио и связь, 1988. 368 с.

11. **Напрасник М. В.** Микропроцессоры и микроЭВМ. М.: Высшая школа, 1989. 190 с.

12. **Нахапетян Е. Г.** Диагностирование оборудования гибкого автоматизированного производства. М.: Наука, 1985. 225 с.

13. **Нахапетян Е. Г.** Техническая диагностика автоматизированных систем оборудования для условий полной автоматизации производства. М.: Машиностроение, 1988. 46 с.

14. **Пархоменко П. П., Сагомонян Е. С.** Основы технической диагностики. М.: Энергоиздат, 1981. 319 с.

15. **Райнес Р. Л., Горянов О. А.** Телеуправление. М.: Энергия, 1965. 536 с.

16. **Скаржепа В. А., Луценко А. Н.** Электроника и микросистемотехника. Ч. 1. Киев: Выща школа, 1989. 430 с.

17. **Скорик В. Н., Степанов А. Е., Хорошко В. А.** Мульти-, микропроцессорные системы. Киев: Тэхніка, 1989. 190 с.

18. **Техническая** диагностика гидравлических приводов/Под ред. Т. М. Башты. М.: Машиностроение, 1989. 262 с.

19. **Технические** средства диагностирования: Справочник/Под ред. В. В. Клюева. М.: Машиностроение, 1989. 635 с.

20. **Харазов А. М.** Техническая диагностика гидроприводов машин. М.: Машиностроение, 1979. 112 с.

21. **Щербаков В. В.** Виды отказов и диагностирование механизмов многошпиндельных токарных автоматов и полуавтоматов//В кн.: Надежность и диагностирование технологического оборудования/Под ред. Е. Г. Нахапетяна. М.: Наука, 1987. 280 с.

22. **Явленский К. Н., Явленский А. К.** Вибродиагностика и прогнозирование качества механических систем. Л.: Машиностроение, 1983. 239 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Раздел третий. КОНСТРУИРОВАНИЕ И ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ 5

Глава 17. **Общие принципы конструктивной реализации функциональных задач** *(А. Ф. Крайнев)* 5

17.1. Альтернативность конструктивных решений . . 5

17.2. Обеспечение самоустанавливаемости, адаптации к положению, форме, нагрузке 17

17.3. Согласование геометрических и нагрузочных характеристик конструкции . 36

17.4. Уравновешивание и разгрузка 53

17.5. Конструктивная реализация смягчения ударов, уменьшения вибраций, снижения динамических нагрузок 58

Список литературы 68

Глава 18. **Детали машин и механические системы** *(А. Ф. Крайнев)* 68

18.1. Соединения деталей . . 68

18.2. Опоры, шарниры и направляющие 98

18.3. Соединительные муфты . 119

18.4. Сцепные муфты . . . 130

18.5. Механические передачи . 138

18.6. Устройства для смазывания 159

18.7. Уплотнительные устройства 163

Список литературы 169

Глава 19. **Обеспечение и сохранение заданной точности машины** *(Б. М. Базров)* . . . 169

19.1. Модульный принцип построения детали 169

19.2. Измерение точности детали 177

19.3. Расчет точности деталей машины 185

19.4. Три пути обеспечения и сохранения точности машины 196

Список литературы 203

Глава 20. **Конструирование изделий с учетом технологии изготовления** 203

20.1. Технологичность конструкций *(Б. М. Базров, А. Ф. Крайнев)* 203

20.2. Конструирование соединений и деталей на основе технологических условий автоматизации сборки *(В. В. Семин)* 223

Список литературы 253

Глава 21. **Современные технологические методы обработки деталей** *(М. З. Хостиков)* . 254

21.1. Обработка резанием . . 255

21.2. Электрофизическая и электрохимическая обработка 261

Список литературы 276

Глава 22. **Автоматизация проектирования деталей машин и технологических процессов** *(Г. Б. Евгенев, А. Ф. Прохоров, А. В. Рыбаков)* 276

22.1. Теоретико - системное представление объектов проектирования 276

22.2. Системно - информационная модель изделий машиностроения . . . 279

22.3. Геометрические модели изделий машиностроения 286

22.4. Графическое моделирование изделий машиностроения 294

22.5. Представление инженерных значений 297

22.6. Методы автоматизации конструирования деталей машин 301

22.7. Методы автоматизации проектирования технологических процессов . . 305

Список литературы 315

Раздел четвертый. МАТЕРИАЛЫ И РАСЧЕТЫ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ . . 316

Глава 23. **Конструкционные материалы** 316
23.1. Общие принципы выбора материалов (*А. Н. Романов, А. И. Тананов*) . . 316
23.2. Стали и сплавы на основе железа (*А. Н. Романов*) 318
23.3. Медь и сплавы на ее основе (*А. И. Тананов*) . 325
23.4. Алюминий и его сплавы (*А. И. Тананов*) . . . 326
23.5. Сплавы на основе магния (*А. И. Тананов*) . . . 329
23.6. Титан и сплавы на его основе (*А. И. Тананов*) . 329
23.7. Хром и сплавы на его основе (*А. И. Тананов*) . 332
23.8. Никель и сплавы на его основе (*А. И. Тананов*) . 333
23.9. Тугоплавкие металлы (*А. И. Тананов*) . . . 334
23.10. Цинк, свинец, олово и сплавы на их основе (*А. И. Тананов*) . . . 336
23.11. Благородные металлы и их сплавы (*А. И. Тананов*) 338
23.12. Биметаллы (*А. И. Тананов*) 339
23.13. Порошковые материалы (*А. И. Тананов*) 344
23.14. Неметаллические материалы (*Ю. В. Зеленев*) . 346
23.15. Композиционные материалы (*В. Г. Лютцау*) . . 353
Список литературы 361

Глава 24. **Антифрикционные материалы** (*Ю. Н. Дроздов, П. В. Поляков*) 362
24.1. Основные сведения . . 362
24.2. Антифрикционные полимерные материалы . . . 362
24.3. Армированные полимерные материалы 376
24.4. Одномерные композиционные материалы . . . 376
24.5. Углеграфитовые материалы и композиции на их основе 376
24.6. Антифрикционные металлические материалы . 376
Список литературы 377

Глава 25. **Фрикционные материалы** (*З. В. Игнатьева*) . . . 378
25.1. Условия работы и требования, предъявляемые к фрикционным материалам 378
25.2. Процессы, развивающиеся при контактном взаимодействии фрикционных пар 379
25.3. Методы испытания и оценки рабочих характеристик фрикционных материалов 382
25.4. Фрикционные материалы на полимерной основе . 383
25.5. Порошковые фрикционные материалы 385
25.6. Углерод - углеродные фрикционные материалы . 390
Список литературы 392

Глава 26. **Смазочные материалы** (*Ю. Н. Дроздов, П. В. Поляков*) 393
26.1. Смазочные масла . . . 393
26.2. Пластичные смазочные материалы 398
26.3. Твердые смазочные материалы 404
Список литературы 408

Глава 27. **Прочность деталей машин при однократном нагружении** (*Н. А. Махутов*) . 408
27.1. Характеристики деформирования и прочности при линейном напряженном состоянии 408
27.2. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин 412
27.3. Напряжения и деформации в зонах трещин . . 414
27.4. Критерии разрушения при однородном напряженном состоянии . . 420
27.5. Характеристики разрушения при неодноосном напряженном состоянии . 421
27.6. Характеристики разрушения в зонах концентрации напряжений . . 422
27.7. Характеристики разрушения при наличии трещин 424
27.8. Предельные состояния и запасы прочности . . . 426
Список литературы 432

Глава 28. **Прочность при малом числе циклов нагружения** (*А. П. Гусенков*) 433
28.1. Сопротивление деформированию и разрушению при малоцикловом нагружении 433
28.2. Расчет на прочность при малом числе циклов нагружения 456
Список литературы 468

Глава 29. **Сопротивление усталости деталей машин при многоцикловом нагружении** (*В. П. Когаев*) 468
29.1. Основные положения . 468

29.2. Расчет статистических характеристик сопротивления усталости деталей машин 471
29.3. Расчет на прочность при переменном многоцикловом нагружении . . . 482
Список литературы 487

Глава 30. **Износостойкость деталей машин** *(Ю. Н. Дроздов)* . 488
30.1. Виды изнашивания . . 488
30.2. Расчет на ресурс по критерию износа . . . 493
Список литературы 504

Глава 31. **Упрочнение** *(Ю. Н. Дроздов, В. Н. Пучков, А. Н. Поляков)* 505
31.1. Влияние поверхностного упрочнения на надежность деталей машин . 505
31.2. Химико-термические методы упрочнения поверхности 507
31.3. Электрохимические методы нанесения покрытий 510
31.4. Газотермические методы нанесения покрытий . 511
31.5. Вакуумные поверхности и ионноплазменные методы обработки . . . 516
31.6. Обработка поверхности концентрированными потоками энергии 517
31.7. Влияние упрочняющей обработки на сопротивление усталости конструкционных сталей . . 518
Список литературы 524

Раздел пятый. НАДЕЖНОСТЬ, ИСПЫТАНИЯ И ДИАГНОСТИКА МАШИН . . 526

Глава 32. **Введение в теорию и практику надежности** *(В. В. Болотин)* 526
32.1. Основные понятия . . 526
32.2. Показатели надежности 532
32.3. Математические модели теории надежности . 537
32.4. Обеспечение, нормирование и контроль надежности 542
Список литературы 550

Глава 33. **Методы испытания машин и механизмов** 551
33.1. Цели, задачи и виды испытаний *(Е. Г. Нахапетян)* 551
33.2. Составление программы и планирование испытаний *(Е. Г. Нахапетян)* 555
33.3. Методы и средства испытаний *(Е. Г. Нахапетян, А. М. Шитов)* . . . 557
33.4. Методы и средства измерения тепловых параметров машин *(А. М. Шитов)* 559
33.5. Методы и средства измерения силовых параметров машин *(А. М. Шитов)* 566
33.6. Размещение датчиков в конструкциях узлов машин *(А. М. Шитов)* . 576
33.7. Аппаратура для дистанционных измерений *(Н. П. Алешин, А. М. Шитов)* 583
33.8. Методы и средства испытаний на прочность материалов и машин *(М. М. Гаденин)* . . . 586
33.9. Стенды и установки для испытаний механизмов и машин *(Е. Г. Нахапетян, В. М. Шитов)* 595
Список литературы 597

Глава 34. **Диагностирование машин** 598
34.1. Задачи и методы диагностирования *(Е. Г. Нахапетян)* 598
34.2. Диагностические информационные сигналы *(А. М. Шитов)* 603
34.3. Аппаратные средства систем диагностирования *(А. М. Шитов)* 606
34.4. Система диагностирования машин *(А. М. Шитов)* 616
Список литературы 621

Научно–технический центр
КОНСТРУКТОР

Комплексная автоматизация сквозного цикла:

ПРОЕКТИРОВАНИЕ-КОНСТРУИРОВАНИЕ-ИЗГОТОВЛЕНИЕ

Программно-аппаратные комплексы высокой степени интеграции

включающие:

Лицензионные системы фирм:

Autodesk, Structural Research and Analysis Corp, Camtek Ltd. и др.:

-**AutoCAD** и его расширения для геометрического моделирования 3-мерных объектов, выпуска чертежно-конструкторской документации и разработки графических информационных систем.

-**3D Studio, Animator Pro, AutoVision** для художественного проектирования, презентации и видеорекламы.

-**COSMOS/M** для проведения прочностных, тепловых, гидродинамических и электромагнитных расчетов по методу конечных элементов. Анализ плоских и пространственных конструкций (ферм, оболочек, объемных тел и их комбинаций) проводится при помощи специального геометрического пре- и постпроцессора GEOSTAR или непосредственно в среде AutoCAD.

-**Manufacturing Expert** и **PEPS** для подготовки управляющих программ для станков с ЧПУ.

Специализированные инженерные приложения :

- подготовка чертежно-конструкторской документации в соответствии с ЕСКД и DIN, включая автоматизированный выпуск текстовой документации (спецификаций, ведомостей спецификаций, покупных изделий и др.);
- выпуск специализированных чертежей в области машиностроения, строительства, электротехники, электроники, гидравлики с использованием готовых баз данных стандартных элементов;
- ведение архивов чертежей, формирование библиотек графических элементов чертежей;
- автоматизированное проведение конструкторских расчетов в процессе формирования чертежа: компоновка, прочностной расчет и расчет массово-инерционных характеристик;
- параметризация чертежей;
- оптимизация компоновки размеров и определение допусков и посадок;
- оптимизация раскроя листовых материалов;
- защита LISP-программ от несанкционированного копирования

Системы "под ключ" для конкретного потребителя .

Разработка и реализация проектов комплексной автоматизации конструкторских и технологических служб машиностроительных предприятий.

Поставка "под ключ" рабочих мест конструктора на базе IBM PC 386, 486, Pentium, в комплекте с плоттерами, сканерами, дигитайзерами и другим периферийным оборудованием.

Выполнение заказов на создание программ и систем в области САПР, компьютерной графики и графических информационных систем.

Обучение: двухнедельные курсы в Официальном учебном центре для специалистов:

конструкторов и проектировщиков	• системе AutoCAD (3 уровня обучения);
специалистов по multimedia	• системам 3D Studio, Animator Pro;
технологов	• системе PEPS;
прочнистов	• системе COSMOS/M;
электронщиков	• системе P-CAD.

По результатам обучения выдается сертификат международного образца.

Научно - технический центр
КОНСТРУКТОР

125422 г. Москва ул. Тимирязевская д. 24
Тел. : 210-11-33, Тел./Факс : 218-18-85
E-mail : root@stecon.msk.su

Autodesk Dealer
Authorized System Development Company
Authorized Training Centre

Structural Research & Analysis Corp. Distributor