



ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Под редакцией В. В. Джамая

Допущено
Министерством образования
Российской Федерации
в качестве учебника
для студентов
высших учебных заведений,
обучающихся
по направлениям подготовки
и специальностям
высшего профессионального
образования
в области техники и технологии



ДРОФА

Москва · 2004

УДК 531(075.8)
ББК 22.2я75
П75

Федеральная целевая программа «Культура России»
(подпрограмма «Поддержка полиграфии и книгоиздания России»)

Авторы:

В. В. Джамай, Ю. Н. Дроздов, Е. А. Самойлов,
А. И. Станкевич, Т. Ю. Чуркина

Рецензенты:

кафедра «Основы конструирования машин» МЭИ (ТУ)
(зав. кафедрой проф., д-р техн. наук *В. П. Николаев*);
проф., д-р техн. наук *Е. М. Зверьев*
(зав. кафедрой «Прикладная математика
и вычислительная техника» Московского института
коммунального хозяйства и строительства)

Прикладная механика : учебник для вузов / В. В. Джамай,
П75 Ю. Н. Дроздов, Е. А. Самойлов и др. ; под ред. В. В. Джамая. —
М. : Дрофа, 2004. — 414, [2] с. : ил.

ISBN 5-7107-6232-6

В соответствии с типовой программой курса «Прикладная механика» в данном учебнике на высоком научно-методическом уровне изложены фундаментальные разделы следующих дисциплин: «Теория механизмов и машин», «Сопrotивление материалов», «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения», «Триботехника» и «Детали машин».

По сравнению с ранее выходившими учебниками содержание и построение курса существенно обновлены в соответствии с современными требованиями, учеты отечественные и зарубежные достижения последних лет. Впервые в учебной литературе освещены в необходимом объеме основы трибологии — междисциплинарной науки о трении, износе и смазке. Подробно излагаются теория и методы проектирования современных механизмов и приводов для новых отраслей промышленности. Приводятся сведения о современных конструкционных материалах.

Книга будет полезна также при выполнении курсовых проектов, для самостоятельного изучения и контроля полученных знаний.

Для студентов немашиностроительных специальностей вузов.

УДК 531(075.8)
ББК 22.2я75

ISBN 5-7107-6232-6

© ООО «Дрофа», 2004

Предисловие

Содержание учебника соответствует примерной программе курса «Прикладная механика», утвержденной Департаментом образовательных программ и стандартов профессионального образования Минобрнауки России. Материал представлен в общепринятой последовательности изучения и включает в себя основные разделы дисциплин «Теория механизмов и машин», «Сопротивление материалов», «Детали машин и основы конструирования», «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения», «Триботехника».

В отличие от существующих учебников здесь более подробно рассмотрены вопросы трения и изнашивания сопряженных поверхностей деталей, назначения допусков и посадок, конструирования деталей и узлов механизмов, содержатся краткие сведения о конструкционных материалах.

Учебник предназначен для формирования у студентов общих представлений о методах анализа, расчета и проектирования деталей и узлов механических систем, а также знаний и навыков, которые помогут им успешно осваивать последующие профилирующие дисциплины и решать практические инженерные задачи.

Гл. 1 написана Т. Ю. Чуркиной, гл. 2 — А. И. Станкевичем, гл. 4 — Ю. Н. Дроздовым, глава 3 и разделы 5.1, 5.8—5.11 — В. В. Джамаем, глава 6 и разделы 5.2—5.7 — Е. А. Самойловым.

Основы анализа механизмов

1.1. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

1.1.1. Основные термины и определения

Широкий класс самых различных объектов охватывается понятием «машина». *Машина — это устройство, выполняющее механическое движение для преобразования энергии, материалов, информации.* Основными признаками машины являются выполнение данным устройством механического движения и совершение некоторой полезной работы. Причем из всех устройств, выполняющих механическое движение, к машинам относят только те, которые предназначены для преобразования энергии, материалов, информации. В зависимости от функционального назначения различают:

- ▶ *энергетические машины*, преобразующие любой вид энергии в энергию механическую и наоборот; к энергетическим машинам относятся двигатели внутреннего сгорания, электродвигатели, электрогенераторы, турбины и другие устройства;
- ▶ *технологические и транспортные машины*, которые преобразуют материалы, изменяют свойства, форму, состояние и положение объектов труда; к ним относятся металлообрабатывающие станки, прокатные станы, полиграфические, горные и текстильные машины, самолеты, автомобили, поезда, транспортеры, подъемники и т. п.;
- ▶ *информационные машины*, предназначенные для получения и преобразования информации; информационные машины выполняют контрольно-измерительные операции, функции регулирования и управления технологическими процессами.

Машины используются, как правило, в виде совокупности, системы машин. В классическом исполнении такая система состоит из машины-двигателя, передаточного механизма и рабочей машины. *Система нескольких взаимодействующих машин, связанных конструктивно, называется машинным агрегатом.*

При всем разнообразии машин и машинных агрегатов их объединяет то, что основу каждой машины составляет устройство или группа устройств, называемых механизмами. **Механизм** — *система тел, предназначенных для преобразования независимого движения одного или нескольких тел в требуемое движение остальных тел в соответствии с заданным функциональным назначением*. В преобразовании движения механизмов, кроме твердых тел, могут участвовать жидкие или газообразные среды. Механизмы представляют собой системы определенного движения. Определенность движения обеспечивается конструктивными средствами или средствами динамики. Существенным является то, что однотипные механизмы могут применяться в конструкциях самых разнообразных по назначению машин. В состав машины, кроме механизмов, могут входить дополнительные устройства, связанные, например, с их запуском, управлением или контролем.

1.1.2. Составные части механизма

Механизмы, независимо от функционального назначения и конструктивного исполнения, имеют общую структурную основу. Они составлены из звеньев — тел, участвующих в преобразовании движения. **Звено** — *деталь или группа жестко соединенных между собой деталей* (твердое звено). Кроме того, звенья могут быть гибкими (тросы, ремни, цепи), жидкими или газообразными.

Стойка — *неподвижное звено или звено, условно принимаемое за неподвижное*. Стойкой может быть станина, корпус, плата механизма и др. Относительно стойки оцениваются параметры движения механизма (перемещения, скорости и др.).

Из подвижных звеньев в зависимости от их расположения в цепи механизма выделяют входные и выходные звенья. **Входным звеном** называется звено, которому сообщается движение от двигателя, **выходным** — звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм. Остальные подвижные звенья механизма называются **промежуточными**. Механизмы могут иметь несколько входных и выходных звеньев. Например, дифференциал автомобиля при одном входном звене, получающем движение от двигателя, имеет два выходных звена, соединенных с задними или передними колесами.

Входное звено является **ведущим** (движущим) звеном. Остальные подвижные звенья механизма, совершающие требуемые, однозначно определенные движения, называются **ведомыми**. Такая классификация используется при структурном исследовании

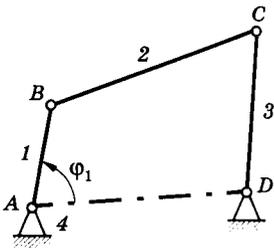


Рис. 1.1

механизма. При анализе же динамики механизмов разделение звеньев на ведущие и ведомые проводится по знаку элементарной работы сил, действующих на звено. У ведущих звеньев эта работа положительная, у ведомых — отрицательная или равна нулю. Поэтому входное звено, которое в структурном анализе по признаку действия является ведущим, при динамическом анализе на различных участках движения может быть и

ведущим, и ведомым в зависимости от знака элементарной работы сил, действующих на звено.

Положения всех звеньев механизма относительно неподвижного звена (стойки) задаются обобщенными координатами — независимыми переменными, полностью и однозначно определяющими положение механизма. Число обобщенных координат соответствует числу степеней свободы механизма. На рис. 1.1 показана типичная структурная схема плоского шарнирного четырехзвенника. Здесь 1—4 — звенья; A, B, C, D — кинематические пары. Положение механизма шарнирного четырехзвенника, имеющего одну степень свободы, полностью и однозначно определяется заданием одной координаты φ_1 (угла поворота кривошипа 1), которую и можно принять за обобщенную координату.

За обобщенные координаты можно принять любые независимые координаты. Звено, координаты которого выбираются в качестве обобщенных координат механизма, называется **начальным звеном**. В большинстве случаев оно совпадает с входным звеном. Однако иногда для упрощения анализа за начальное звено удобнее принять промежуточное или даже выходное звено.

Звенья в механизмах соединяются между собой подвижно. *Подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение, называется кинематической парой. Точки, линии, поверхности, по которым звенья соприкасаются, называют элементами кинематических пар.*

1.1.3. Классификация кинематических пар

Одним из основных характерных свойств кинематических пар является количество простейших относительных движений, которых лишаются звенья механизма при соединении их в кинематические пары. Поясним это на примере. Известно, что свободное твердое тело имеет шесть степеней свободы. Произволь-

ное перемещение его в пространстве можно представить как результат сложения шести независимых движений: трех поступательных параллельно осям координат Ox , Oy , Oz и трех вращательных вокруг осей, параллельных этим осям (рис. 1.2). В зависимости от вида соединенных звеньев механизма одно из них может совершать относительно другого одно, два, три, четыре или пять движений из шести, перечисленных выше. Следова-

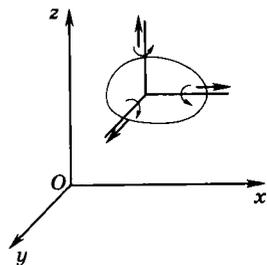


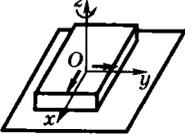
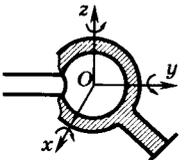
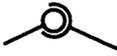
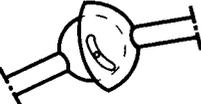
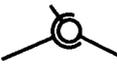
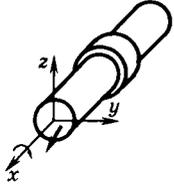
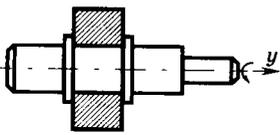
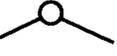
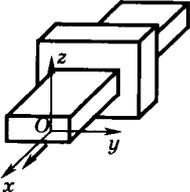
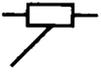
Рис. 1.2

тельно, кинематические пары накладывают на относительные движения звеньев определенные ограничения, которые зависят от способа их соединения. Такие ограничения называются **связями**. Число S связей (геометрических), ограничивающих относительные движения звеньев, определяется равенством $S = 6 - W$, где W — число степеней свободы звеньев, образующих кинематическую пару.

Академиком И. И. Артоблевским введена классификация кинематических пар, согласно которой все пары делятся на пять классов в зависимости от числа S . Разделение кинематических пар по классам представлено в табл. 1.1. Стрелками здесь отмечены возможные перемещения звеньев, которые сохраняются после образования пары. Для каждого класса указаны число степеней свободы W и число геометрических связей S . Приводятся условные изображения кинематических пар различных классов.

Таблица 1.1

Схематическое изображение кинематических пар	Условное изображение	S	W	Класс кинематической пары
<p>Шар на плоскости</p>		1	5	1
<p>Цилиндр на плоскости</p>		2	4	2

Схематическое изображение кинематических пар	Условное изображение	S	W	Класс кинематической пары
<p>Призма на плоскости</p> 		3	3	3
<p>Сферическая</p> 		3	3	3
<p>Сферическая с пальцем</p> 		4	2	4
<p>Цилиндрическая</p> 		4	2	4
<p>Вращательная</p> 		5	1	5
<p>Поступательная</p> 		5	1	5

Схематическое изображение кинематических пар	Условное изображение	S	W	Класс кинематической пары
Винтовая 		5	1	5

Кинематические пары разделяют на низшие и высшие, в зависимости от вида составляющих их элементов. К низшим кинематическим парам, элементами которых являются поверхности, относятся пары поступательная, вращательная, сферическая, винтовая и плоскостная (см. табл. 1.1). Точки и линии — элементы высших кинематических пар. К высшим кинематическим парам относятся пары «шар на плоскости» и «цилиндр на плоскости» (табл. 1.1). Преимущества для низших пар — их способность передавать значительные усилия при меньшем износе в сравнении с высшими парами; для высших пар — возможность воспроизводить с их помощью достаточно сложные относительные движения.

1.1.4. Кинематические цепи

Кинематическая цепь — это связанная система звеньев, образующих между собой кинематические пары. Кинематические цепи можно разделить на плоские и пространственные, простые и сложные, замкнутые и незамкнутые (рис. 1.3). К *простым* относятся цепи, у которых каждое звено входит не более чем в две

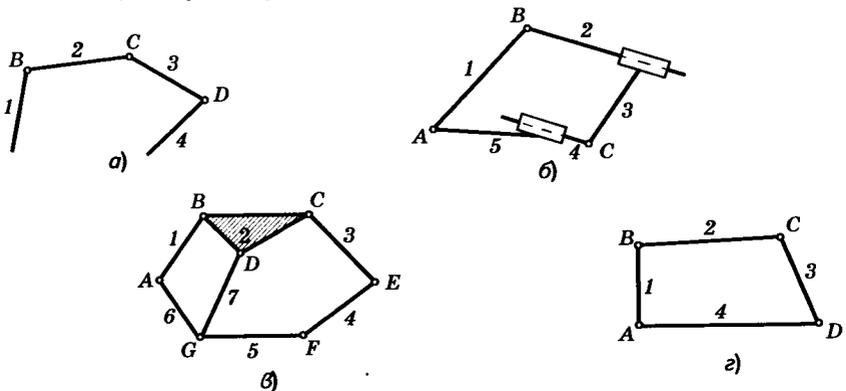


Рис. 1.3

кинематические пары (рис. 1.3, а, г); к *сложным* — цепи, у которых имеются звенья, входящие в три и более кинематические пары (рис. 1.3, в); к *замкнутым* — цепи, у которых каждое звено входит, по крайней мере, в две кинематические пары (рис. 1.3, б—г), к *незамкнутым* — цепи, у которых есть звенья, входящие только в одну кинематическую пару (рис. 1.3, а). Все подвижные звенья плоской кинематической цепи совершают движения, параллельные одной и той же неподвижной плоскости (см. рис. 1.1). В пространственных кинематических цепях точки звеньев описывают пространственные кривые либо движутся по плоским кривым, лежащим в пересекающихся плоскостях (рис. 1.4).

Введя понятие кинематической цепи, можно дать другое определение для механизмов, составленных только из твердых тел. *Механизмом называется кинематическая цепь, в которой при одном неподвижном звене (стойке) и заданном движении одного или нескольких звеньев (ведущих) все остальные звенья (ведомые) совершают однозначно определенные движения.* Механизмы могут быть образованы как замкнутыми, так и незамкнутыми кинематическими цепями. Примером незамкнутой кинематической цепи может служить механизм элементарного манипулятора (рис. 1.5). Большинство механизмов образовано замкнутыми кинематическими цепями (см. рис. 1.1, 1.4).

При исследовании механизмов используются их условные изображения, составляются структурные, кинематические и другие схемы. Структурные схемы выполняются в виде чертежа, на котором с учетом условных обозначений, установленных ГОСТом, изображают звенья, кинематические пары, указывают стойку и ведущие звенья (см. рис. 1.1). Структурные схемы, выполненные в определенном масштабе, называются **кинематическими схемами**.

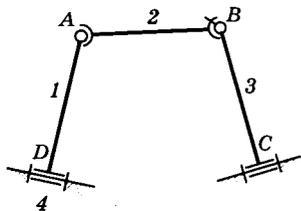


Рис. 1.4

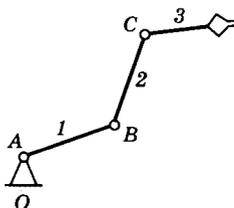


Рис. 1.5

1.1.5. Степень подвижности кинематической цепи

Число степеней свободы кинематической цепи относительно одного из звеньев называют степенью ее подвижности. Для определения степени подвижности кинематической цепи W необходимо из общего числа степеней свободы всех ее подвижных звеньев вычесть число связей, накладываемых на относительное движение звеньев кинематическими парами, которые связывают звенья. Пусть n — число подвижных звеньев пространственной кинематической цепи; P_i — число кинематических пар i -го класса ($i = 1, \dots, 5$). Тогда $6n$ — общее число степеней свободы n звеньев цепи, считая их не связанными между собой, а iP_i — общее число связей, наложенных на звенья механизма кинематическими парами i -го класса.

С помощью введенных обозначений степень подвижности кинематической цепи можно определить выражением

$$W = 6n - \sum_{i=1}^5 iP_i. \quad (1.1)$$

Развернув сумму в выражении (1.1), получим структурную формулу пространственной кинематической цепи общего вида (формулу Сомова—Малышева):

$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1. \quad (1.2)$$

Формула (1.2) показывает, какому количеству звеньев кинематической цепи должно быть задано движение (т. е. сколько должно быть ведущих звеньев), чтобы движение остальных звеньев было однозначно определенным. Формулой можно пользоваться, если убрать дополнительные общие условия связи, которые накладывают ограничения на движение всех звеньев кинематической цепи. Например, для плоской кинематической цепи, у которой звенья движутся параллельно одной неподвижной плоскости, перпендикулярной осям вращательных пар, на них наложены три общие связи (см. рис. 1.1). Звенья такой цепи не могут перемещаться вдоль оси, перпендикулярной к неподвижной плоскости, и вращаться относительно двух осей, лежащих в этой плоскости. Число степеней свободы каждого звена уменьшается здесь на 3 — число общих связей. Общее число степеней свободы n звеньев цепи будет равно $(6-3)n$. Каждая кинематическая пара в этом случае накладывает на движение звеньев цепи на три ограничения меньше класса пары. Так, пары 5-го и 4-го классов накладывают на движение звеньев цепи соответственно две и одну связи, а кинематические

пары 1-го, 2-го и 3-го классов в рассматриваемой цепи не могут иметь места.

Для плоской кинематической цепи структурную формулу (1.2) перепишем в виде (формула Чебышева)

$$W = 3n - 2P_5 - P_4. \quad (1.3)$$

Кинематические пары 5-го класса в плоском механизме могут существовать в виде вращательной и поступательной пар (см. табл. 1.1).

Поскольку механизм представляет собой кинематическую цепь, то степень его подвижности определяется по формулам (1.2), (1.3) с учетом общих связей, наложенных на все звенья механизма. Степень подвижности механизма соответствует тому количеству независимых между собой координат (обобщенных координат), которое необходимо задать для однозначной определенности положений всех звеньев механизма. Так, для механизма шарнирного четырехзвенника имеем (см. рис. 1.1).

$$n = 3; P_5 = 4; P_4 = 0.$$

Степень подвижности подсчитываем по формуле (1.3):

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1.$$

Следовательно, данный механизм должен иметь одно ведущее звено и одну обобщенную координату. В качестве обобщенной координаты обычно выбирают угловую координату ведущего звена φ_1 .

Для кривошипно-ползунного механизма (рис. 1.6) параметры формулы (1.3) такие же, как и для механизма шарнирного четырехзвенника. Ведущее звено (ползун 1) движется прямолинейно, и за обобщенную координату принимается линейная координата S ползуна.

В механизмах с двумя степенями подвижности за обобщенные координаты выбираются координаты двух ведущих звеньев или одного ведущего звена, если это звено образует со стойкой кинематическую пару с двумя степенями свободы.

Формула (1.2) несправедлива для механизмов с избыточными (пассивными) связями). *Избыточными связями в механизме называют повторяющиеся связи, которые дублируют ограничения, наложенные другими связями. Избыточные связи можно удалить из механизма, сохранив при этом заданное число степе-*

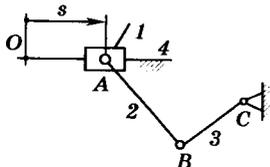


Рис. 1.6

ней свободы механизма. Если число избыточных связей обозначить q , то степень подвижности механизма с избыточными связями можно выразить соотношением

$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1 + q. \quad (1.4)$$

В плоском шарнирном четырехзвеннике (см. рис. 1.1) $W = 1$, $n = 3$, $P_5 = 4$. Число избыточных связей находим по формуле (1.4):

$$q = W - 6n + 5P_5 = 1 - 18 + 20 = 3.$$

Устранение избыточных связей достигается изменением подвижностей некоторых кинематических пар. Например, если в плоском шарнирном четырехзвеннике (см. рис. 1.1) вращательную пару B заменить на сферическую пару 3-го класса A , а вращательную пару C — на сферическую с пальцем пару 4-го класса B , то полученный таким образом механизм пространственного четырехзвенника (см. рис. 1.4) будет иметь: $W = 1$, $n = 3$, $P_3 = P_4 = 1$, $P_5 = 2$. Тогда

$$q = W - 6n + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 = 1 - 18 + 10 + 4 + 3 = 0.$$

Таким образом, в механизме пространственного четырехзвенника избыточные связи отсутствуют.

Наличие избыточных связей в механизмах требует повышенной точности изготовления элементов кинематических пар во избежание дополнительных нагрузок на звенья механизма из-за их деформаций. В некоторых случаях избыточные связи вводят намеренно для повышения жесткости механизма. Например, в механизме сдвоенного параллелограмма (рис. 1.7) необходимо строгое соблюдение геометрических соотношений: $OA = BC$, $AB = OC$; если $OF = CG$, то $FG = OC$. Кроме того, требуется высокая точность изготовления механизма. Введение дополнительного звена FG не вносит новых геометрических связей. И хотя при формальном подсчете степени подвижности по формуле (1.3) получаем $W = 0$, фактическая степень подвижности механизма остается равной единице. Звено FG , введенное в механизм для увеличения его жесткости, во время работы обеспечивает сохранение контура $OABC$ формы параллелограмма.

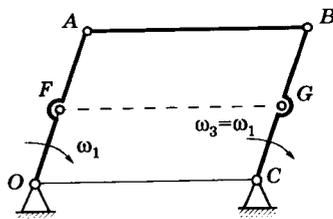


Рис. 1.7

1.1.6. Принципы построения и структурная классификация механизмов

Метод классификации плоских механизмов и принципы их построения были разработаны в начале XX в. русским ученым Л. В. Ассуром. Предложенный им метод позволяет проводить классификацию плоских механизмов, удовлетворяющих формуле Чебышева (1.3). Академик И. И. Артоболевский распространил классификацию Л. В. Ассура на пространственные механизмы. Практическое значение классификации заключалось в том, что она давала возможность устанавливать соответствие степени сложности механизма (его класса) методам его исследования и построения.

Построение механизма по Ассуру состоит в последовательном присоединении к ведущим звеньям и стойке особых кинематических цепей, называемых структурными группами или группами Ассура, без изменения степени подвижности механизма в целом. **Группа Ассура** — кинематическая цепь с нулевой степенью подвижности относительно тех звеньев, к которым она присоединяется своими элементами и которая не распадается на более простые кинематические цепи с нулевой степенью подвижности.

Рассмотрим принцип построения механизмов методом наложения групп Ассура на примере плоского механизма с одной степенью свободы, у которого положение всех звеньев определяется заданием одной обобщенной координаты (φ или s). Построение механизма начинается с объединения ведущего звена и стойки. Согласно классификации Ассура—Артоболевского, полученный таким образом механизм называется **начальным механизмом 1-го класса** (рис. 1.8, а, б). Начальный механизм имеет одну степень подвижности. Более сложные механизмы образуются присоединением (наложением) к начальному механизму групп Ассура. Группы Ассура имеют лишь кинематические пары 5-го класса, поэтому, используя формулу (1.3), при $W = 0$ находим $3n - 2P_5 = 0$. Отсюда $P_5 = 3/2n$.

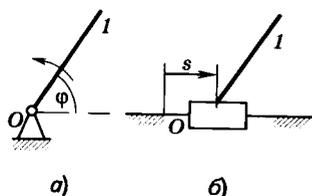


Рис. 1.8

Таким образом, число звеньев в группе n должно быть четным, а количество кинематических пар P_5 — числом, кратным трем. Возможные сочетания количества звеньев и кинематических пар ($n = 2, 4, 6, \dots$; $P_5 = 3, 6, 9, \dots$) дают возможность получать различные по сложности строения структурные группы. Простей-

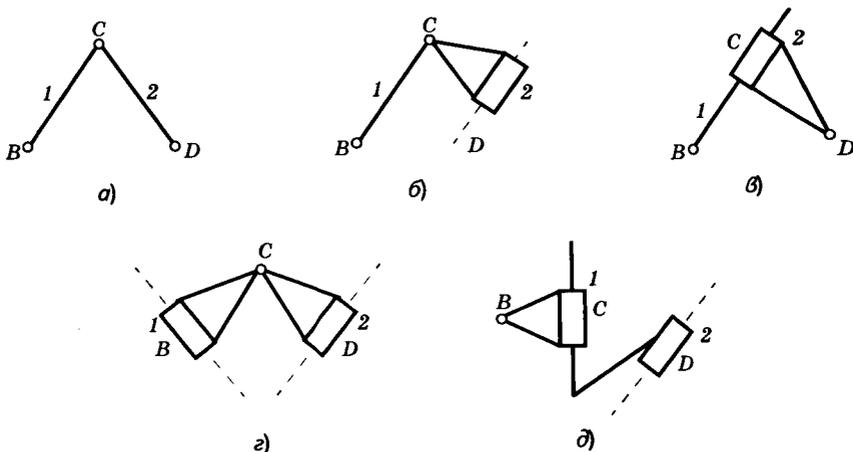


Рис. 1.9

шая из них имеет $n = 2$; $P_5 = 3$ и называется *двухповодковой группой* (по числу звеньев — поводков) (рис. 1.9). Если один крайний элемент такой группы (элемент B на рис. 1.9, а) присоединить к ведущему звену 1, а другой, крайний элемент D — к стойке 2, то образуется механизм, называемый *плоским шарнирным четырехзвенником* (см. рис. 1.1).

Группы Ассура имеют внутренние и внешние кинематические пары. Внутренние пары соединяют между собой звенья группы, а внешними парами группа присоединяется к остальной кинематической цепи. Число внешних кинематических пар определяет порядок группы Ассура. Например, упоминавшаяся выше двухповодковая группа называется группой Ассура второго порядка.

Структурные группы, у которых $n = 2$; $P_5 = 3$, в зависимости от количества вращательных и поступательных кинематических пар и последовательности их расположения могут быть пяти различных видов (рис. 1.9, а—г). Четырехзвенные структурные группы, имеющие $n = 4$; $P_5 = 6$, могут быть трехповодковыми третьего порядка (рис. 1.10, а) и четырехзвенными второго порядка с подвижным четырехсторонним контуром (рис. 1.10, б). Отличительная особенность трехповодковой группы — наличие внутреннего базисного звена, входящего в три кинематические пары. Различные виды двух последних групп Ассура можно также получить путем замены вращательных кинематических пар поступательными. Структурные группы с числом звеньев более четырех встречаются в механизмах крайне редко.

И. И. Артоболевский расширил и модифицировал классификацию Л. В. Ассура. По классификации И. И. Артоболевского

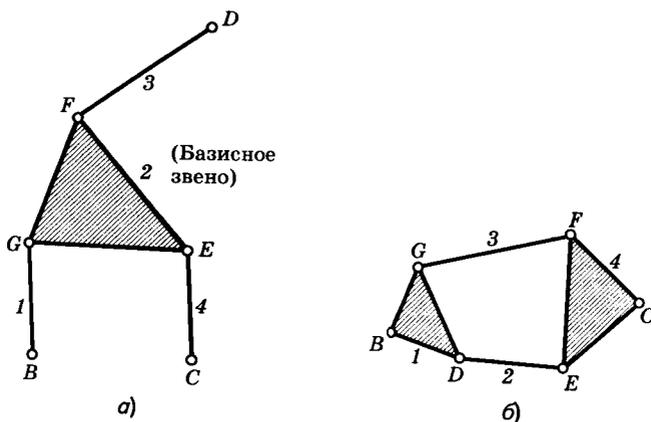


Рис. 1.10

двухповодковая структурная группа условно относится к группам 2-го класса и имеет второй порядок. Класс группы выше второго определяется числом кинематических пар, входящих в замкнутый контур, который образован внутренними кинематическими парами. Поэтому трехповодковая группа, имеющая три внутренние кинематические пары и базисное звено (см. рис. 1.10, а), относится к 3-му классу и имеет третий порядок (по числу внешних кинематических пар). Четырехзвенная группа, имеющая четыре внутренние кинематические пары (см. рис. 1.10, б), относится к 4-му классу и имеет второй порядок.

Структурный анализ механизмов (исследование структуры механизмов) предполагает:

- ▶ определение количества звеньев механизма, числа и класса его кинематических пар;
- ▶ определение степени подвижности механизма;
- ▶ разделение механизма на начальные механизмы и структурные группы;
- ▶ определение класса и порядка структурных групп.

Результатом структурного анализа является определение класса всего механизма, который соответствует наивысшему классу группы Ассур, входящей в состав механизма. Определение класса механизма, согласно классификации Ассур—Артоблевского, возможно, если в результате предварительного структурного анализа установлено выполнение следующих условий:

- ▶ степень подвижности механизма соответствует количеству ведущих звеньев;

- ▶ ведущие звенья входят в кинематические пары со стойкой;
- ▶ в механизме имеются только кинематические пары 5-го класса.

При наличии в плоском механизме кинематических пар 4-го класса структурный анализ проводится на заменяющем механизме [3].

Рекомендуется следующая последовательность отделения структурных групп из кинематической цепи механизма. Отделение групп начинается со звеньев, наиболее удаленных от ведущего звена. В первую очередь отделяются группы Ассур наиболее низкого класса. Следует иметь в виду, что после отделения каждой группы степень подвижности механизма должна оставаться неизменной, а каждое звено и кинематическая пара могут входить только в одну структурную группу. Разделение кинематической цепи механизма на группы Ассур ведется до тех пор, пока не останутся только начальные механизмы (ведущие звенья и стойка).

Поясним структурный анализ и классификацию механизмов по Ассур—Артоблевскому на примере механизма, показанного на рис. 1.11. Механизм имеет пять подвижных звеньев ($n = 5$) и семь кинематических пар 5-го класса ($P_5 = 7$). По формуле (1.3) определяем степень подвижности механизма

$$W = 3n - 2P_5 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1.$$

Ведущее звено 1 со стойкой 6 образуют механизм 1-го класса. Ведомую кинематическую цепь можно разделить на две группы Ассур 2-го класса (выделены на рис. 1.11 контурными линиями), начиная с группы, которая состоит из звеньев 4, 5.

Так как механизм имеет в своем составе только группы Ассур 2-го класса, то его следует отнести к механизмам 2-го класса.

Принципы построения механизмов по Ассур—Артоблевскому удобно использовать как при структурном анализе, так и при структурном синтезе механизмов. Уже на этапе проектирования машин их закладываемая работоспособность и надежность во многом зависят от того, насколько правильно и рационально выбраны схема построения механизма и его структура.

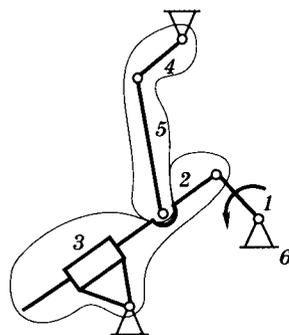


Рис. 1.11

1.2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

1.2.1. Задачи и методы кинематического анализа

Кинематический анализ состоит в определении параметров движения звеньев механизма по заданному движению ведущих звеньев без учета действующих сил.

Основными задачами кинематического анализа являются:

- ▶ определение положений звеньев механизма и построение траекторий отдельных точек;
- ▶ определение скоростей точек и угловых скоростей звеньев;
- ▶ определение ускорений точек и угловых ускорений звеньев.

При решении задач кинематического анализа должны быть заданы:

- ▶ кинематическая схема механизма, а следовательно, структура механизма и размеры его звеньев;
- ▶ закон движения ведущего звена в виде зависимости перемещения звена (линейного или углового) или точки на нем от времени или других параметров движения.

В связи с этим кинематическому анализу должно предшествовать исследование структуры механизма, при котором определяется, сколько, какого класса и в какой последовательности соединены структурные группы, образующие ведомую кинематическую цепь механизма. Задачи кинематического анализа могут быть решены графическими или аналитическими методами. Выбор метода определяется назначением расчета и требуемой точностью решения.

Графические методы основаны на геометрическом построении траекторий движения отдельных точек звеньев механизма, их скоростей и ускорений. Получаемые результаты дают наглядную картину движения звеньев механизма и его точек. Однако для этих методов характерны трудоемкие построения и малая точность. Графическими методами нельзя получить общее решение, так как необходимые построения выполняются для каждого конкретного положения механизма.

Аналитические методы отличаются большим разнообразием математических подходов. Они основаны на использовании методов аналитической геометрии, тензорно-матричных операций, векторного анализа и др. Аналитические методы обеспечивают высокую точность вычисления искомых параметров для каждого момента времени работы механизма. Однако в ряде случаев из-за сложности математических преобразований утра-

чивается наглядность картины изменения исследуемых параметров. В настоящее время преимущественно применяют аналитические методы. Тем не менее для предварительной оценки кинематических параметров механизма и контроля аналитических вычислений используются простейшие геометрические построения — планы положений, скоростей и ускорений.

1.2.2. Кинематический анализ механизмов графическим методом

Решение задач о положениях, скоростях и ускорениях графическим методом поясним на примере кинематического анализа механизма плоского шарнирного четырехзвенника (рис. 1.12, а). Механизм имеет одну степень подвижности и состоит из ведущего звена 1 (кривошипа) и стойки O , к которым присоединена одна группа Ассур 2-го класса, составленная из звеньев 2 (шатуна) и 3 (коромысла). За обобщенную координату выберем угол поворота кривошипа φ_1 .

ЗАДАЧА О ПОЛОЖЕНИЯХ (рис. 1.12, а). Решить задачу о положениях, т. е. построить план положений, значит графически изобразить кинематическую схему механизма для заданного

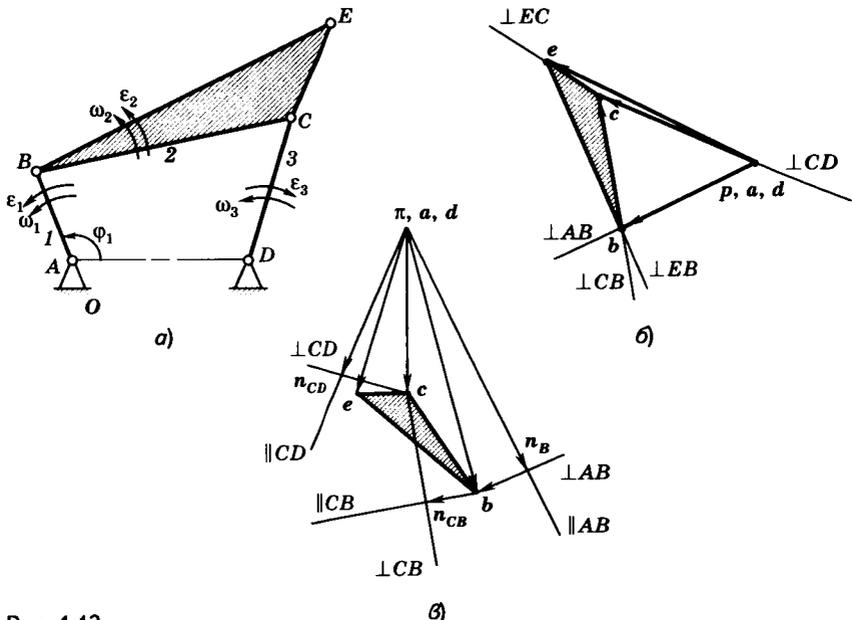


Рис. 1.12

значения координаты φ_1 . Для построения схемы механизма выберем масштабный коэффициент (в м/мм):

$$\mu_l = \frac{l_{AB}}{AB},$$

где l_{AB} — длина звена 1, м; AB — отрезок, изображающий звено 1 на чертеже, мм.

Длины отрезков на чертеже, изображающих звенья механизма, представим в виде

$$BC = \frac{l_{BC}}{\mu_l}, CD = \frac{l_{CD}}{\mu_l}, AD = \frac{l_{AD}}{\mu_l}, BE = \frac{l_{BE}}{\mu_l}, EC = \frac{l_{EC}}{\mu_l}.$$

Вычислив длины отрезков, простым геометрическим построением получим план положения механизма для данного значения угла φ_1 (рис. 1.12, а).

ЗАДАЧА О СКОРОСТЯХ (рис. 1.12, б). Данную задачу решают методом построения плана скоростей. **Планом скоростей (ускорений)** называется фигура, составленная из векторов абсолютных скоростей (ускорений) точек звеньев, выходящих из одной точки p (п для плана ускорений), называемой полюсом плана скоростей (ускорений), и векторов относительных скоростей (ускорений), соединяющих концы векторов абсолютных скоростей (ускорений).

Сначала для заданного положения механизма (задано значение угла φ_1) с известными размерами его звеньев строится план положений. При заданной угловой скорости ведущего звена ω_1 требуется определить угловые скорости ω_2, ω_3 звеньев 2, 3, а также скорости характерных точек B, C и E звеньев механизма (см. рис. 1.12, а).

Скорость точки B ведущего звена v_B (м/с) и масштабный коэффициент μ_v (мс⁻¹/мм) определяются выражениями:

$$v_B = \omega_1 l_{AB}; \mu_v = \frac{v_B}{(pb)}.$$

Здесь (pb) — длина отрезка, изображающего скорость v_B на плане скоростей (выбирается произвольно).

Для построения плана скоростей составляется два векторных уравнения скоростей на каждую группу Ассур 2-го класса, начиная с первой группы, присоединенной к ведущему звену. Скорости точек, принадлежащих внешним кинематическим парам группы, известны: $v_B = \omega_1 l_{AB}; v_D = 0$. Искомой является скорость точки C , которая принадлежит внутренней кинематической паре группы и, следовательно, звеньям 2 и 3 одновременно.

Первое уравнение скоростей запишем, рассмотрев движение звена 2. Шатун 2 совершает плоскопараллельное движение, поэтому абсолютную скорость точки C можно представить суммой скоростей переносного и относительного движений. Переносным движением является поступательное движение звена 2 со скоростью точки B , а относительным — вращательное движение этого звена вокруг точки B . Используя теорему сложения скоростей, имеем

$$\vec{v}_C = \vec{v}_B + \vec{v}_{CB}, \quad (1.5)$$

где \vec{v}_{CB} — вектор скорости точки C во вращательном движении звена 2 относительно точки B .

По аналогии составим второе векторное уравнение скоростей для движения звена 3:

$$\vec{v}_C = \vec{v}_D + \vec{v}_{CD}, \quad (1.6)$$

где \vec{v}_{CD} — вектор скорости точки C во вращательном движении звена 3 относительно неподвижной точки D .

Приравняв правые части равенств (1.5) и (1.6), получим уравнение, которое непосредственно используется при построении плана скоростей:

$$\vec{v}_B + \vec{v}_{CB} = \vec{v}_D + \vec{v}_{CD}. \quad (1.7)$$

Для плоской задачи векторное уравнение равносильно двум скалярным уравнениям, из которых можно определить две неизвестные величины \vec{v}_{CB} и \vec{v}_{CD} . Их находят построением векторных треугольников скоростей — плана скоростей.

Построение плана скоростей начинаем с выбора полюса: на плоскости чертежа отмечаем произвольную точку p (рис. 1.12, б). Из полюса p откладываем отрезок (pb) произвольной длины, направленный перпендикулярно звену AB в сторону, соответствующую направлению вращения звена AB . Затем из точки b проводим линию действия вектора \vec{v}_{CB} , перпендикулярную звену CB , и выполняем построение векторного треугольника, соответствующего правой части уравнения (1.7). Так как $\vec{v}_D = 0$, конец вектора \vec{v}_D (точка d на плане скоростей) совпадает с полюсом p . Из точки d проводим линию действия вектора \vec{v}_{CD} , направленную перпендикулярно звену CD . Пересечение построенных линий (точка c) определяет положение конца вектора скорости \vec{v}_C . Вектор скорости \vec{v}_C изображается на плане скоростей отрезком (cb).

При определении направлений векторов на плане скоростей руководствуемся следующими правилами. Вектор абсолютной скорости всегда направлен из полюса; вектор относительной

скорости — к точке плана, соответствующей первой букве индекса в обозначении этой скорости. Таким образом, стрелку вектора \vec{v}_{CB} на плане скоростей направляем из точки b в точку c . Вектор $\vec{v}_{CD} = \vec{v}_C$, изображаемый отрезком $(cd) = (cp)$, также направлен в точку c плана.

Учитывая, что точка A звена AB неподвижна, соответствующую точку a на плане совмещаем с полюсом p . На этом заканчивается построение плана скоростей механизма. Значения искомым скоростей \vec{v}_{CB} и \vec{v}_{CD} находятся путем замера длин отрезков (cb) и (cd) :

$$v_{CB} = \mu_v (cb); v_{CD} = v_C = \mu_v (cd).$$

При определении угловых скоростей звеньев механизма используем полученные выше результаты. Модуль угловой скорости вращения шатуна (звена 2) подсчитываем по формуле

$$\omega_2 = \frac{v_{CB}}{l_{BC}}.$$

Для определения направления вращения шатуна со скоростью ω_2 перенесем вектор \vec{v}_{CB} параллельно самому себе из плана скоростей в точку C механизма. Направление вектора \vec{v}_{CB} показывает, что вращение шатуна будет направлено против хода часовой стрелки.

Аналогичные операции проводим при определении угловой скорости вращения звена 3:

$$\omega_3 = \frac{v_{CD}}{l_{CD}}.$$

Параллельный перенос вектора \vec{v}_{CD} в точку C механизма позволяет установить, что вращение звена 3 с угловой скоростью ω_3 направлено, как и вращение шатуна 2, против хода часовой стрелки. На схеме механизма, изображенной на рис. 1.12, a , направления вращения звеньев указаны круговыми стрелками.

После построения плана скоростей и определения угловых скоростей звеньев механизма появляется возможность определения скорости любой точки механизма. Допустим, требуется найти скорость точки E шатуна 2 (рис. 1.12, a). Составляем два векторных уравнения, аналогичных уравнениям (1.5) и (1.6):

$$\vec{v}_E = \vec{v}_B + \vec{v}_{EB}; \quad (1.8)$$

$$\vec{v}_E = \vec{v}_C + \vec{v}_{EC}. \quad (1.9)$$

Направление векторов \vec{v}_{EB} и \vec{v}_{EC} :

$$\vec{v}_{EB} \perp BE; \vec{v}_{EC} \perp CE.$$

Объединим уравнения (1.8) и (1.9) в одно равенство:

$$\vec{v}_B + \vec{v}_{EB} = \vec{v}_C + \vec{v}_{EC}.$$

Теперь можно определить абсолютную скорость \vec{v}_E , построив план скоростей. Из точки b плана проводим линию, перпендикулярную BE , а из точки c — линию, перпендикулярную CE . Точка e пересечений этих линий определяет положение конца вектора \vec{v}_E . Соединив точку e с полюсом p , получим отрезок (pe) , с помощью которого вычисляем значение скорости

$$v_E = \mu_V(pe).$$

Обратим внимание на следующее свойство плана скоростей. Стороны Δbec плана скоростей и ΔBEC плана положений механизма взаимно перпендикулярны и, следовательно, эти треугольники подобны. Вершины треугольников сходственно расположены, т. е. обход контуров (bec) и (BEC) происходит в одном направлении, в данном случае по ходу часовой стрелки. Это свойство справедливо как для плана скоростей, так и для плана ускорений любых точек одного и того же звена механизма. Оно формулируется в виде теоремы подобия: *отрезки прямых, соединяющих концы векторов абсолютных скоростей (или ускорений) точек одного и того же звена на плане скоростей (или ускорений), и отрезки прямых, соединяющих соответствующие точки самого звена на плане положений механизма, образуют подобные и сходственно расположенные фигуры* [12].

С помощью этой теоремы можно найти скорость (или ускорение) любой точки звена путем построения подобных и сходственно расположенных фигур по известным скоростям двух точек этого звена.

ЗАДАЧА ОБ УСКОРЕНИЯХ (рис. 1.12, в). Для определения ускорений точек звеньев механизма построим план ускорений. Построения проведем на примере того же шарнирного четырехзвенника при заданном значении обобщенной координаты φ_1 . Считаются известными угловая скорость ω_1 и угловое ускорение ϵ_1 ведущего звена.

Как известно, ускорение любой точки звена, которое совершает вращательное движение вокруг неподвижной оси, можно представить суммой:

$$\vec{a} = \vec{a}^\tau + \vec{a}^n,$$

где \vec{a}^τ , \vec{a}^n — соответственно касательная (тангенциальная) и нормальная составляющие ускорения \vec{a} .

Ведущее звено (кривошип) четырехзвенника вращается вокруг точки A . Поэтому ускорение точки B

$$\vec{a}_B = \vec{a}_B^{\tau} + \vec{a}_B^n, \quad (1.10)$$

где $a_B^{\tau} = \varepsilon_1 l_{AB}$; $a_B^n = \omega_1^2 l_{AB}$.

Нормальная составляющая \vec{a}_B^n ускорения точки B направлена к центру вращения (к точке A) параллельно AB . Касательная составляющая \vec{a}_B^{τ} направлена перпендикулярно AB в сторону, совпадающую с направлением ускорения ε_1 .

На плане ускорений конец вектора нормальной составляющей ускорения точки обозначим буквой n с соответствующим точке индексом: n_B — конец вектора \vec{a}_B^n на плане ускорений; n_{CB} — конец вектора \vec{a}_{CB}^n .

Зададимся отрезком (πn_B), изображающим нормальную составляющую ускорения точки B , и определим масштабный коэффициент плана ускорений (в $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}/\text{мм}$):

$$\mu_a = a_B^n / (\pi n_B).$$

По аналогии с задачей о скоростях составим два векторных уравнения для ускорения точки C , принадлежащей звеньям 2 и 3:

$$\vec{a}_C = \vec{a}_B^{\tau} + \vec{a}_B^n + \vec{a}_{CB}^{\tau} + \vec{a}_{CB}^n;$$

$$\vec{a}_C = \vec{a}_D + \vec{a}_{CD}^{\tau} + \vec{a}_{CD}^n.$$

Отсюда

$$\vec{a}_B^{\tau} + \vec{a}_B^n + \vec{a}_{CB}^{\tau} + \vec{a}_{CB}^n = \vec{a}_D + \vec{a}_{CD}^{\tau} + \vec{a}_{CD}^n. \quad (1.11)$$

В (1.11) $\vec{a}_D = 0$, а ускорения \vec{a}_B^{τ} и \vec{a}_B^n уже определены по величине и направлению. Значения a_{CB}^n и a_{CD}^n вычисляем по формулам $a_{CB}^n = \omega_2^2 l_{CB}$; $a_{CD}^n = \omega_3^2 l_{CD}$; отрезки, которые изображают эти ускорения на плане ускорений (рис. 1.12, в) — по формулам $(bn_{CB}) = a_{CB}^n / \mu_a$ (πn_{CD}) = a_{CD}^n / μ_a .

Построение плана ускорений проводим непосредственно по уравнению (1.11). От произвольной точки π (полюса) откладываем отрезок (πn_B) параллельно AB в направлении от B к A . Из точки n_B проводим отрезок ($n_B b$), изображающий ускорение \vec{a}_B^{τ} . Соединив точку b с полюсом π , получим отрезок (πb), изображающий ускорение \vec{a}_B . Стрелки, указывающие направление полученных векторов, расставляются согласно правилу векторного суммирования.

Для завершения построения левой части уравнения (1.11) из точки b откладываем отрезок (bn_{CB}) параллельно шатуну 2 в направлении от точки C к точке B , а из точки n_{CB} перпендикулярно шатуну проводим линию действия вектора \vec{a}_{CB}^{τ} .

При построении ускорений, расположенных в правой части (1.11), учтем, что $\vec{a}_D = 0$, и совместим точку d плана ускорений с полюсом π . Из точки d построим параллельно CD отрезок (πn_{CD}), направленный от точки C к точке D и изображающий вектор \vec{a}_{CD}^n . Из точки n_{CD} перпендикулярно CD проведем линию действия вектора \vec{a}_{CD}^{τ} . Пересечение линий действия ускорений \vec{a}_{CD}^{τ} и \vec{a}_{CB}^{τ} определит точку c — конец вектора искомого ускорения \vec{a}_C . Соединяя точку c и полюс π , замерим длину отрезка (πc). Закончив построение плана ускорений, находим неизвестные ускорения $a_C = \mu_a(\pi c)$; $a_{CB}^{\tau} = \mu_a(n_{CB}c)$; $a_{CD}^{\tau} = \mu_a(n_{CD}c)$; а затем угловые ускорения звеньев: $\varepsilon_2 = a_{CB}^{\tau} / l_{CB}$; $\varepsilon_3 = a_{CD}^{\tau} / l_{CD}$.

Направления ускорений ε_2 и ε_3 , условно показанные на рис. 1.12, a , круговыми стрелками, определяют векторы \vec{a}_{CD}^{τ} и \vec{a}_{CB}^{τ} , перенесенные с плана ускорений в точку C механизма.

Для нахождения ускорения a_E точки E шатуна используем свойство подобия плана ускорений. На отрезке (bc) плана ускорений строим Δbce , подобный ΔBCE плана положений и сходственно с ним расположенный. Полученную точку e соединим с полюсом π . Тогда $a_E = \mu_a(\pi e)$.

Аналогичными построениями определяется ускорение любой другой точки механизма.

1.2.3. Кинематический анализ механизмов аналитическими методами

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Функцией положения какого-либо звена механизма называется зависимость координаты, определяющей положение этого звена от обобщенной координаты механизма. У механизма шарнирного четырехзвенника (1.13) с одной обобщенной координатой $q = \varphi_1$ функции положения шатуна BC и коромысла CD имеют вид зависимостей угловых координат этих звеньев φ_2 и φ_3 от координаты φ_1 :

$$\varphi_2 = \varphi_2(\varphi_1); \varphi_3 = \varphi_3(\varphi_1).$$

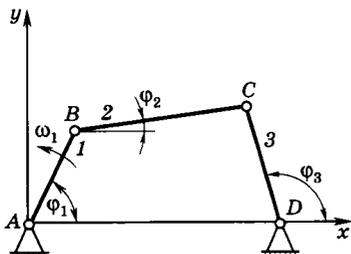


Рис. 1.13

Для механизма с n степенями свободы функция положения k -го звена является функцией соответствующего числа обобщенных координат

$$\varphi_k = \varphi_k(q_1, \dots, q_n), \quad (1.12)$$

где $q_i (i = 1, \dots, n)$ — обобщенные координаты механизма.

Зависимость (1.12) описывает функцию положения звена, совершающего вращательное движение. Если звено движется поступательно, то его функция положения представляется в виде зависимости линейной координаты любой его точки S_k от обобщенных координат механизма:

$$S_k = S_k(q_1, \dots, q_n). \quad (1.13)$$

Функцию положения не всегда удастся получить в виде явной зависимости (1.12) или (1.13). В общем случае она описывается уравнениями

$$\Phi(\varphi_k, q_1, \dots, q_n) = 0 \quad \text{или} \quad \Phi(S_k, q_1, \dots, q_n) = 0. \quad (1.14)$$

Аналогом скорости точки какого-либо звена механизма называется первая производная радиуса-вектора этой точки по обобщенной координате. Допустим, \vec{r}_k — радиус-вектор k -й точки звена механизма с одной степенью свободы. Учитывая, что обобщенная координата q является некоторой функцией времени, найдем скорость k -й точки звена

$$\vec{v}_k = \frac{d\vec{r}_k}{dt} = \frac{d\vec{r}_k}{dq} \dot{q}.$$

Здесь $\frac{d\vec{r}_k}{dq}$ — аналог линейной скорости k -й точки звена, \dot{q} — обобщенная скорость механизма.

Аналогом угловой скорости какого-либо звена механизма называется первая производная угловой координаты этого звена, по обобщенной координате. Если положение i -го звена механизма с одной степенью свободы определяется угловой координатой φ_i , то для его угловой скорости можем записать

$$\omega_i = \frac{d\varphi_i}{dt} = \frac{d\varphi_i}{dq} \dot{q},$$

где $\frac{d\varphi_i}{dq}$ — аналог угловой скорости i -го звена механизма.

Аналогом ускорения точки какого-либо звена механизма называется вторая производная радиуса-вектора этой точки по обобщенной координате механизма. В рассмотренном выше примере для механизма с одной степенью свободы ускорение k -й точки звена определяется выражением

$$\vec{a}_k = \frac{d^2 \vec{r}_k}{dt^2} = \frac{d^2 \vec{r}_k}{dq^2} \dot{q}^2 + \frac{d\vec{r}_k}{dq} \ddot{q}.$$

Здесь $\frac{d^2 \vec{r}_k}{dq^2}$ — аналог ускорения k -й точки звена; \ddot{q} — обобщенное ускорение механизма.

Аналогом углового ускорения i -го звена механизма называется вторая производная угловой координаты этого звена φ_i по обобщенной координате q . Для углового ускорения i -го звена механизма находим

$$\varepsilon_i = \frac{d^2 \varphi_i}{dt^2} = \frac{d^2 \varphi_i}{dq^2} \dot{q}^2 + \frac{d\varphi_i}{dq} \ddot{q}.$$

Здесь $\frac{d^2 \varphi_i}{dq^2}$ — аналог углового ускорения i -го звена.

Аналоги скоростей и ускорений применяют при исследовании динамики механизмов. Предварительное нахождение их облегчает определение законов движения звеньев механизма.

Как отмечалось выше, аналитические методы кинематического анализа механизмов отличаются большим разнообразием и используют математический аппарат аналитической геометрии, тензорно-матричных, векторных и других операций. Широкое распространение получили векторные методы кинематического анализа. Они эффективны, универсальны и позволяют решать задачи кинематики механизмов с достаточно сложной структурой. К числу таких методов относится погруппный векторный метод кинематического анализа плоских механизмов, излагаемый ниже на примере решения задач кинематики механизмов 2-го класса.

ОБЩИЕ УРАВНЕНИЯ АНАЛИТИЧЕСКОЙ КИНЕМАТИКИ ГРУПП АССУРА 2-ГО КЛАССА. Погруппный метод, предложенный в работе [15], опирается на структурную классификацию механизмов по Ассуру—Артоболовскому и предназначен для решения задач кинематического анализа плоских механизмов различной структуры. Алгоритм метода построен таким образом, что задачи кинематического анализа решаются сначала в общем виде, без учета конкретной схемы механизма. С этой целью применяют расчетные формулы для различных видов групп Ассура.

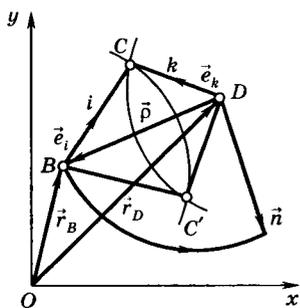


Рис. 1.14

Затем выполняют несложную привязку полученных общих решений к заданному механизму. Для унификации расчетных формул рекомендуется вводить следующие обозначения кинематических пар структурной группы и звеньев (рис. 1.14): B и D — внешние (концевые) пары; C — внутренняя (средняя) пара; i — номер звена BC ; k — номер звена CD ; i^0, k^0 — номера звеньев механизма, к которым присоединяется группа.

Положение звеньев структурной группы зависит от положения внешних вращательных пар и осей внешних поступательных пар, а также от принятой сборки группы.

ЗАДАЧА О ПОЛОЖЕНИЯХ ДЛЯ СТРУКТУРНОЙ ГРУППЫ 2-ГО КЛАССА ПЕРВОГО ВИДА. Положения внешних концевых кинематических пар B и D группы определяются радиусами-векторами \vec{r}_B и \vec{r}_D (рис. 1.14). Связав со стойкой произвольную систему координат xOy , можно найти координаты концевых пар x_B, y_B, x_D, y_D . Взаимное расположение концевых пар группы определяется вектором $\vec{\rho} = \vec{r}_B - \vec{r}_D$ (рис. 1.14) с проекциями

$$\rho_x = x_B - x_D; \rho_y = y_B - y_D.$$

Нахождение углового положения звеньев группы связано с определением единичных векторов \vec{e}_i и \vec{e}_k осей звеньев i и k , направленных в сторону средней пары C . Задача о положениях звеньев группы считается решенной, если определены проекции векторов \vec{e}_i и \vec{e}_k на оси Ox, Oy , по значениям которых находятся углы φ_i и φ_k , образуемые соответствующими звеньями с осью Ox . Например, если в результате решения задачи определены $e_{ix} = \cos \varphi_i$ и $e_{iy} = \sin \varphi_i$, то угол, образованный звеном i с осью Ox , будет равен

$$\varphi = 2 \operatorname{arctg} z,$$

$$\text{где } z = \frac{\varphi}{2} = \frac{\sin \varphi}{1 + \cos \varphi} = \frac{e_{iy}}{1 + e_{ix}}.$$

Задача о положениях имеет два решения, соответствующие двум возможным сборкам группы BCD и $BC'D$, симметричным относительно вектора $\vec{\rho}$ (рис. 1.14). Чтобы их различать между собой, вводится дополнительный вектор \vec{n} , ортогональный вектору $\vec{\rho}$ и построенный путем поворота последнего на угол 90° против хода часовой стрелки. У сборки $BC'D$ проекция векто-

ра \vec{e}_k на направление вектора \vec{n} положительна, а у сборки BCD — отрицательна. Поэтому различать возможные сборки группы можно с помощью критерия, связанного со знаком параметра

$$\delta_1 = \text{sign}(\vec{e}_k, \vec{n}). \quad (1.15)$$

Параметр δ_1 принимает значение $+1$ для сборки $BC'D$ и значение -1 для сборки BCD . Изменение сборки группы возможно лишь при переходе через особое положение, в котором точки B , C и D располагаются на одной прямой, т. е. когда $(\vec{e}_k, \vec{n}) = 0$.

Для вывода расчетных формул задачи о положениях запишем условие замкнутости векторного контура \overrightarrow{DCBD} , определяющего относительное положение концевых пар группы

$$\overrightarrow{DC} + \overrightarrow{CB} = \overrightarrow{DB} = \vec{\rho}.$$

С помощью векторов \vec{e}_i и \vec{e}_k это условие можно представить в виде следующей системы:

$$\vec{\rho} = \vec{e}_k l_k - \vec{e}_i l_i; \quad e_i^2 = 1; \quad e_k^2 = 1, \quad (1.16)$$

где l_i, l_k — длины звеньев i и k .

В системе (1.16) первое уравнение равносильно двум скалярным уравнениям, записанным в проекциях на оси Ox и Oy . В связи с этим вся система эквивалентна четырем скалярным уравнениям и позволяет определить проекции двух неизвестных векторов \vec{e}_i и \vec{e}_k .

Для определения вектора \vec{e}_k проведем следующие преобразования системы (1.16). Перепишем первое уравнение системы в виде $\vec{e}_k l_k - \vec{\rho} = \vec{e}_i l_i$ и возведем обе его части в скалярный квадрат. В результате получим

$$l_k^2 - 2l_k \vec{\rho} \vec{e}_k + \vec{\rho}^2 = l_i^2.$$

Разрешив это равенство относительно произведения $\vec{\rho} \vec{e}_k$, будем иметь

$$\vec{\rho} \vec{e}_k = f, \quad e_k^2 = 1, \quad (1.17)$$

где $f = \frac{1}{2l_k} (\rho^2 + l_k^2 - l_i^2)$.

Из развернутой записи уравнений системы (1.17)

$$\rho_x e_{kx} + \rho_y e_{ky} = f; \quad e_{kx}^2 + e_{ky}^2 = 1 \quad (1.18)$$

видно, что первое уравнение линейно относительно проекций вектора \vec{e}_k , а второе является уравнением второй степени относительно этих проекций.

Система (1.18) имеет два решения, отвечающие двум возможным сборкам группы. Искомое решение определяет знак параметра δ_1 . Из первого уравнения системы находим

$$e_{ky} = \frac{1}{\rho_y} (f - \rho_x e_{kx}). \quad (1.19)$$

Подставив (1.19) во второе уравнение системы (1.18), получим квадратное уравнение $a e_{kx}^2 - 2b e_{kx} + c = 0$, в котором $a = \rho_x^2 + \rho_y^2$; $b = f \rho_x$; $c = f^2 - \rho_y^2$. Решая это уравнение, получим

$$e_{kx} = \frac{1}{\rho_x^2 + \rho_y^2} (f \rho_x \pm \rho_y \sqrt{\rho_x^2 + \rho_y^2 - f^2})$$

или

$$e_{kx} = \frac{1}{\rho_x^2 + \rho_y^2} (f \rho_x + \varepsilon \rho_y R), \quad (1.20)$$

где ε — коэффициент, значениями которого могут быть $+1$ или -1 ; $R = +\sqrt{\rho_x^2 + \rho_y^2 - f^2}$.

Найдем связь между коэффициентом ε и параметром δ_1 , который введен выражением (1.15). Если вектор $\vec{\rho}$ образует с осью Ox угол ψ , то угол между вектором \vec{n} и этой осью равен $\psi + 90^\circ$. Имея в виду, что $|\vec{n}| = |\vec{\rho}| = \rho$, для проекций вектора \vec{n} получим

$$\begin{aligned} n_x &= \rho \cos(\psi + 90^\circ) = -\rho \sin \psi = -\rho_y; \\ n_y &= \rho \sin(\psi + 90^\circ) = \rho \cos \psi = \rho_x. \end{aligned} \quad (1.21)$$

Приняв во внимание, что параметр δ_1 определяет знак скалярного произведения $(\vec{e}_k, \vec{n}) = \lambda$, с учетом (1.21) находим

$$\lambda = e_{kx} n_x + e_{ky} n_y = e_{ky} \rho_x - e_{kx} \rho_y.$$

Представим это выражение с помощью формул (1.19) и (1.20) в виде

$$\lambda = \frac{1}{\rho_y} [f \rho_x - (\rho_x^2 + \rho_y^2) e_{kx}] = -\varepsilon R. \quad (1.22)$$

Отсюда $\delta_1 = \text{sign } \lambda = -\varepsilon$.

Учитывая полученный результат в формулах (1.19) и (1.20), запишем окончательные расчетные зависимости, определяющие положение звена k :

$$\begin{aligned} e_{kx} &= \frac{1}{\rho_x^2 + \rho_y^2} (f \rho_x - \delta_1 \rho_y \sqrt{\rho_x^2 + \rho_y^2 - f^2}); \\ e_{ky} &= \frac{1}{\rho_x^2 + \rho_y^2} (f \rho_y + \delta_1 \rho_x \sqrt{\rho_x^2 + \rho_y^2 - f^2}). \end{aligned} \quad (1.23)$$

В особых положениях группы, когда $(\vec{e}_k, \vec{n}) = 0$, $\lambda = 0$ и, следовательно, $R = \sqrt{\rho_x^2 + \rho_y^2 - f^2} \neq 0$.

Для вывода расчетных зависимостей, определяющих положение звена i , решим систему (1.16) относительно \vec{e}_i :

$$\vec{e}_i = \frac{1}{l_i} (\vec{e}_k l_k - \vec{\rho})$$

и запишем проекции этого равенства на оси Ox и Oy :

$$e_{ix} = \frac{1}{l_i} (e_{kx} l_k - \rho_x); e_{iy} = \frac{1}{l_i} (e_{ky} l_k - \rho_y). \quad (1.24)$$

ЗАДАЧА О СКОРОСТЯХ ДЛЯ СТРУКТУРНОЙ ГРУППЫ 2-ГО КЛАССА ПЕРВОГО ВИДА. В задаче о скоростях определению подлежат производные единичных векторов \vec{e}'_i и \vec{e}'_k ¹. Известными считаются длины звеньев l_i , l_k и вектор $\rho' = r'_B - r'_D$.

Для вывода выражений, определяющих векторы \vec{e}'_i и \vec{e}'_k , продифференцируем по времени уравнения системы (1.16):

$$e'_k l_k - \vec{e}'_i l_i = \rho'; \vec{e}'_k \vec{e}'_k = 0; \vec{e}'_i \vec{e}'_i = 0. \quad (1.25)$$

Обе части первого уравнения (1.25) умножим скалярно на вектор \vec{e}_i . В результате это векторное уравнение преобразуется в скалярное; в котором второе слагаемое $\vec{e}_i \vec{e}'_i l_i$ будет равно нулю, и вместо системы (1.25) будем иметь систему

$$\vec{e}_i \vec{e}'_k = \frac{1}{l_i} \vec{e}_i \rho'; \vec{e}'_k \vec{e}'_k = 0. \quad (1.26)$$

Эта система линейная относительно вектора \vec{e}'_k . Развернув и решив систему (1.26), получим

$$e'_{kx} = \frac{\Delta_1}{\Delta}; e'_{ky} = \frac{\Delta_2}{\Delta}, \quad (1.27)$$

где $\Delta = e_{ix} e_{ky} - e_{kx} e_{iy}$; $\Delta_1 = c e_{ky}$; $\Delta_2 = -c e_{kx}$; $c = \frac{1}{l_k} (e_{ix} \rho'_x + e_{iy} \rho'_y)$.

Несложный анализ показывает, что в особых положениях группы, когда звенья располагаются на одной прямой (т. е. когда $\vec{e}_i = \vec{e}_k$ или $\vec{e}_i = -\vec{e}_k$, задача о скоростях становится неопреде-

¹ Здесь и далее в тексте обозначение вида \vec{e}'_i используется для производной по времени от вектора \vec{e}_i (в данном случае): $\vec{e}'_i = \frac{d}{dt} (\vec{e}_i)$;

$\vec{e}''_i = \frac{d^2}{dt^2} (\vec{e}_i)$.

ленной. Для этих положений в уравнениях (1.27) $c = 0$ и определитель Δ обращается в нуль.

После определения проекций вектора \vec{e}'_k из первого уравнения системы (1.25) находим вектор

$$\vec{e}'_i = \frac{1}{l_i} (\vec{e}_k l_k - \vec{\rho}'). \quad (1.28)$$

ЗАДАЧА ОБ УСКОРЕНИЯХ ДЛЯ СТРУКТУРНОЙ ГРУППЫ 2-ГО КЛАССА ПЕРВОГО ВИДА. В задаче об ускорениях определению подлежат вторые производные единичных векторов \vec{e}''_i и \vec{e}''_k . Известными здесь считаются вектор $\vec{\rho}'' = r''_B - r''_D$ и длины звеньев l_i, l_k .

Дифференцируя по времени равенства (1.25), получим систему двух уравнений:

$$\vec{e}''_k l_k - \vec{e}''_i l_i = \vec{\rho}''; \vec{e}_k \vec{e}''_k = -(\vec{e}'_k)^2; \vec{e}_i \vec{e}''_i = -(\vec{e}'_i)^2. \quad (1.29)$$

Обе части первого уравнения (1.29) умножим скалярно на вектор \vec{e}_i и вместо произведения $\vec{e}_i \vec{e}''_i$ подставим правую часть третьего уравнения системы. Добавив к полученному таким образом равенству второе уравнение (1.29), будем иметь

$$\vec{e}_i \vec{e}''_k = \frac{1}{l_k} (\vec{e}_i \vec{\rho}'' - (\vec{e}'_i)^2 l_i); \vec{e}_k \vec{e}''_k = -(\vec{e}'_k)^2.$$

Развернув левые части этих линейных относительно вектора \vec{e}''_k уравнений и решив систему, приходим к расчетным формулам задачи об ускорениях:

$$\vec{e}''_{kx} = \frac{d_1}{\Delta}; e''_{ky} = \frac{d_2}{\Delta}, \quad (1.30)$$

где

$$\Delta = e_{ix}e_{ky} - e_{kx}e_{iy}; d_1 = c_1e_{ky} - c_2e_{iy}; d_2 = c_2e_{ix} - c_1e_{kx};$$

$$c_1 = \frac{1}{l_k} (\vec{e}_i \vec{\rho}'' - (\vec{e}'_i)^2 l_i); c_2 = -(\vec{e}'_k)^2.$$

Расчетные формулы для вектора \vec{e}''_i записываются из первого уравнения системы (1.29):

$$\vec{e}''_i = \frac{1}{l_i} (\vec{e}''_k l_k - \vec{\rho}''). \quad (1.31)$$

ЗАДАЧА О ПОЛОЖЕНИЯХ ДЛЯ СТРУКТУРНОЙ ГРУППЫ 2-ГО КЛАССА ВТОРОГО ВИДА. На схеме группы второго вида выбираются направление орта \vec{u} оси поступательной пары D и точка D^0 , от которой измеряется величина $s = D^0D$, определяющая

положение ползуна (рис. 1.15). В задаче о положениях требуется найти орт \vec{e}_i оси звена i и координату s . Известными считаются орт \vec{u} ; размеры $l_i = BC$, $h = DC$ и вектор $\vec{\rho} = \vec{D}^0\vec{B} = \vec{r}_B - \vec{r}_{D^0}$, с проекциями $\rho_x = x_B - x_{D^0}$; $\rho_y = y_B - y_{D^0}$.

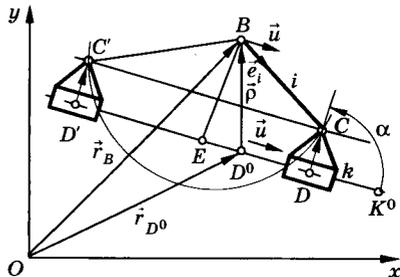


Рис. 1.15

Вектор $\vec{h} = \vec{DC}$ ортогонален к оси поступательной пары D и образует с ортом этой оси \vec{u} угол $\alpha = \pm 90^\circ$ (рис. 1.15). Знак угла α зависит от выбора направления вектора \vec{u} , что можно выразить равенством

$$\alpha = \mu \frac{\pi}{2}, \quad (1.32)$$

где $\mu = \pm 1$.

У группы возможны две сборки: BCD и $BC'D'$, симметричные относительно отрезка BE , который перпендикулярен оси DD' . При этом в одной изборок орт \vec{e}_i образует с ортом \vec{u} (осью поступательной пары) острый угол, а в другой — тупой. Следовательно, возможные сборки группы можно различать по знаку скалярного произведения $\vec{e}_i\vec{u}$, т. е. с помощью параметра

$$\delta_2 = \text{sign}(\vec{e}_i, \vec{u}). \quad (1.33)$$

Изменение сборки группы связано с переходом через особое положение, в котором $\vec{e}_i\vec{u} = 0$.

Для вывода расчетных формул решения задачи о положениях используем следующее условие замкнутости векторного контура $\vec{D}^0\vec{DCBD}^0$:

$$\vec{D}^0\vec{D} + \vec{DC} + \vec{CB} = \vec{D}^0\vec{B} = \vec{\rho}$$

$$\text{или } \vec{u}s + \vec{h} - \vec{e}_i l_i = \vec{\rho}.$$

Вводя $\vec{\rho} - \vec{h} = \vec{w}$, получим систему уравнений

$$\vec{u}s - \vec{e}_i l_i = \vec{w}; \quad \vec{e}_i^2 = 1. \quad (1.34)$$

Здесь вектор $\vec{h} = \vec{DC}$ является неизвестной величиной. Выразим его через проекции вектора \vec{u} , для чего решим вспомогательную задачу. Определим проекции вектора \vec{h} на оси Ox , Oy через проекции u_x и u_y вектора \vec{u} . Известным считается угол α между векторами \vec{h} и \vec{u} . Обозначив через φ угол, который обра-

зует орт \vec{u} с осью Ox , запишем выражения для проекций на оси Ox , Oy вектора \vec{h} :

$$h_x = h \cos(\alpha + \varphi); h_y = h \sin(\alpha + \varphi). \quad (1.35)$$

Так как \vec{u} — единичный вектор оси D^0D , то его проекциями будут $u_x = \cos \varphi$; $u_y = \sin \varphi$. Развернув формулы (1.35), получим

$$\begin{aligned} h_x &= h(\cos \alpha u_x - \sin \alpha u_y); \\ h_y &= h(\sin \alpha u_x - \cos \alpha u_y). \end{aligned} \quad (1.36)$$

Согласно (1.32) $\cos \alpha = 0$; $\sin \alpha = \mu$. Поэтому окончательно будем иметь $h_x = -\mu h u_y$; $h_y = -\mu h u_x$.

Теперь можно определить проекции вектора \vec{w} :

$$w_x = \rho_x + \mu h u_y; w_y = \rho_y - \mu h u_x. \quad (1.37)$$

Возвращаясь к системе (1.34), представим ее в скалярной форме:

$$u_x s - e_{ix} l_i = w_x; u_y s - e_{iy} l_i = w_y; e_{ix}^2 + e_{iy}^2 = 1.$$

Эта система имеет два решения относительно искомым величин e_{ix} , e_{iy} и s . Представим первое из уравнений системы (1.34) в виде

$$\vec{u}s - \vec{w} = \vec{e}_i l_i. \quad (1.38)$$

Возведем обе части этого равенства в квадрат и учтем, что $\vec{u}^2 = 1$. В результате получим квадратное уравнение $s^2 - 2bs + s = 0$, откуда

$$s = b + \varepsilon \sqrt{b^2 - c} \quad \text{или} \quad s = b + \varepsilon R. \quad (1.39)$$

Здесь $b = u\vec{w}$; $c = \vec{w}^2 - l_i^2$; $R = \sqrt{b^2 - c}$. Коэффициент ε может принимать значения $+1$ или -1 .

Установим связь между коэффициентом ε и параметром δ_2 , т. е. определим, какое из двух решений следует выбрать в зависимости от принятой сборки группы. Умножив обе части уравнения (1.37) скалярно на вектор \vec{u} , получим $s = \vec{u}\vec{w} = \vec{e}_i \vec{u} l_i$. После подстановки в это равенство выражения (1.39) будем иметь

$$\varepsilon R = \vec{e}_i \vec{u} l_i. \quad (1.40)$$

Скалярное произведение $\vec{e}_i \vec{u}$ (как и всякая алгебраическая величина) может быть представлено в виде

$$\vec{e}_i \vec{u} = |\vec{e}_i \vec{u}| \text{sign}(\vec{e}_i \vec{u}) = \delta_2 |\vec{e}_i \vec{u}|.$$

Подставив это выражение в правую часть равенства (1.40), получим $\varepsilon R = \delta_2 |\vec{e}_i \vec{u}| l_i$, откуда следует, что $\varepsilon = \delta_2$. Тогда из выраже-

ния (1.39) получим расчетную формулу для координаты s , определяющей положение ползуна:

$$s = b + \delta_2 \sqrt{b^2 - c}. \quad (1.41)$$

Существуют положения группы, когда подкоренное выражение в (1.41) обращается в нуль.

Расчетная формула для вектора \vec{e}_i , определяющего угловое положение звена BC , получается непосредственно из первого уравнения системы (1.34):

$$\vec{e}_i = \frac{1}{l_i} (\vec{u}s - \vec{w}). \quad (1.42)$$

Решение задач о скоростях и ускорениях для структурных групп 2-го класса второго и последующих видов проводится по той же методике, что и для групп первого вида, и в дальнейшем изложении будет опущено.

ЗАДАЧА О ПОЛОЖЕНИЯХ ДЛЯ СТРУКТУРНОЙ ГРУППЫ 2-ГО КЛАССА ТРЕТЬЕГО ВИДА. В этой группе орт \vec{e}_k оси звена k направлен в сторону поступательной пары C (рис. 1.16). Вращательная пара B в зависимости от сборки может располагаться по одну (рис. 1.16, а) или другую сторону от оси CD (рис. 1.16, б). Угол α между вектором $\vec{CB} = \vec{h}$ и ортом \vec{e}_k выражается равенством (1.32).

В задаче о положениях известны размер $h = CB$, коэффициент μ и вектор $\vec{\rho} = \vec{DB} = \vec{r}_B - \vec{r}_D$ с проекциями

$$\rho_x = x_B - x_D; \rho_y = y_B - y_D. \quad (1.43)$$

Требуется определить изменяемый размер $s = DC$ и вектор \vec{e}_k . Из замкнутого векторного контура $\vec{DCB}D$ находим

$$\alpha = \frac{\pi}{2} \quad \vec{e}_k s + \vec{h} = \vec{\rho}; \quad \vec{e}_k^2 = 1. \quad (1.44)$$

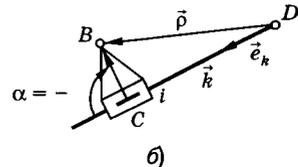
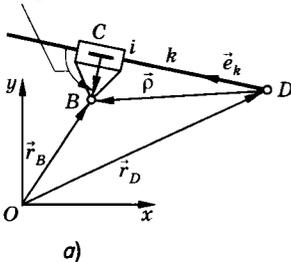


Рис. 1.16

Возводя в квадрат обе части первого равенства системы (1.44), получим

$$s^2 + h^2 = \vec{\rho}^2. \quad (1.45)$$

Отсюда имеем расчетную формулу

$$s = \sqrt{\rho_x^2 + \rho_y^2 - h^2}, \quad (1.46)$$

где $\vec{\rho}^2 = \rho_x^2 + \rho_y^2$.

Определим проекции вектора \vec{h} , выражая их через его модуль h и проекции орта \vec{e}_k . Воспользуемся решением вспомогательной задачи, рассмотренной выше при выводе расчетных формул задачи о положениях для структурных групп 2-го класса второго вида. Подставив в равенствах (1.36) e_{kx} и e_{ky} вместо u_x и u_y , соответственно, получим

$$h_x = -\mu h e_{ky}; \quad h_y = \mu h e_{kx}. \quad (1.47)$$

Для записи расчетных формул проекций орта k -го звена спроецируем первое уравнение системы (1.44) на оси Ox , Oy (см. рис. 1.16, а) и подставим вместо проекций вектора \vec{h} их выражения из формул (1.47):

$$s e_{kx} - \mu h e_{ky} = \rho_x; \quad s e_{ky} + \mu h e_{kx} = \rho_y. \quad (1.48)$$

Решая (1.48), находим

$$e_{kx} = \frac{1}{\rho_x^2 + \rho_y^2}(\rho_x s + \mu \rho_y h); \quad e_{ky} = \frac{1}{\rho_x^2 + \rho_y^2}(\rho_y s - \mu \rho_x h).$$

ЗАДАЧА О ПОЛОЖЕНИЯХ ДЛЯ СТРУКТУРНОЙ ГРУППЫ 2-ГО КЛАССА ЧЕТВЕРТОГО ВИДА. На кинематической схеме группы точками B и D обозначены крайние поступательные пары группы, точкой C — средняя вращательная пара (1.17). Направления осей поступательных пар обозначены ортами \vec{u}_B и \vec{u}_D . Точки B^0 и D^0 выбраны в качестве начала отсчета координат $s_B = B^0B$ и $s_D = D^0D$. Углы между векторами $\vec{h}_i =$

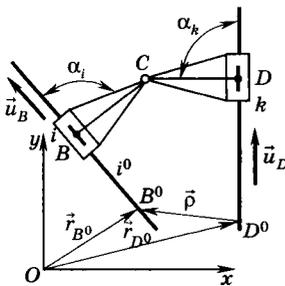


Рис. 1.17

$= \vec{BC}$ и $\vec{h}_k = \vec{DC}$ и \vec{u}_B и \vec{u}_D соответственно равны $\alpha_i = \mu_i \frac{\pi}{2}$; $\alpha_k = \mu_k \frac{\pi}{2}$, где $\mu_i, \mu_k = \pm 1$.

Определить координаты s_B и s_D . Известными являются размеры $h_i = BC$, $h_k = DC$, орты \vec{u}_B , \vec{u}_D и вектор $\vec{\rho} = \vec{D^0B^0} = \vec{r}_{B^0} - \vec{r}_{D^0}$ с проекциями

$$\rho_x = x_{B^0} - x_{D^0}, \quad \rho_y = y_{B^0} - y_{D^0}. \quad (1.49)$$

Для вывода расчетных формул выразим проекции векторов \vec{h}_i и \vec{h}_k через проекции векторов \vec{u}_B и \vec{u}_D . Обратившись к равенствам (1.36), будем иметь

$$\begin{aligned} h_{ix} &= -\mu_i h_i u_{By}; & h_{iy} &= \mu_i h_i u_{Bx}; \\ h_{kx} &= -\mu_k h_k u_{Dy}; & h_{ky} &= \mu_k h_k u_{Dx}. \end{aligned} \quad (1.50)$$

Условие замкнутости векторного контура $\overrightarrow{D^0DCBB^0D^0}$ выражается уравнением

$$\vec{u}_D s_D + \vec{h}_k - \vec{h}_i - \vec{u}_B s_B = \vec{\rho}, \text{ или } \vec{u}_D s_D - \vec{u}_B s_B = \vec{w}; \quad (1.51)$$

где $\vec{w} = \vec{\rho} + \vec{h}_i - \vec{h}_k$.

Проецируя уравнение (1.51) на оси координат, находим

$$u_{Dx} s_D - u_{Bx} s_B = w_x, \quad u_{Dy} s_D - u_{By} s_B = w_y. \quad (1.52)$$

Отсюда, используя равенства (1.50), определим проекции вектора \vec{w} :

$$\begin{aligned} w_x &= \rho_x - \mu_i h_i u_{By} + \mu_k h_k u_{Dy}; \\ w_y &= \rho_y + \mu_i h_i u_{Bx} - \mu_k h_k u_{Dx}. \end{aligned}$$

Решая систему (1.52), получим расчетные формулы задачи о положениях структурной группы 2-го класса четвертого вида:

$$s_B = \frac{1}{\Delta} (u_{Dx} w_y - u_{Dy} w_x); \quad s_D = \frac{1}{\Delta} (u_{Bx} w_y - u_{By} w_x), \quad (1.53)$$

где $\Delta = u_{Bx} u_{Dy} - u_{Dx} u_{By}$.

ЗАДАЧА О ПОЛОЖЕНИЯХ ДЛЯ СТРУКТУРНОЙ ГРУППЫ 2-ГО КЛАССА ПЯТОГО ВИДА. На схеме группы выбираются направления орт \vec{u}_D и \vec{u}_C осей поступательных пар D и C (рис. 1.18). Задаются начала отсчета координат точек D и C : точка D^0 — начало отсчета координаты точки D , определяющей положение ползуна k ($s_D = D^0D$), и точка D — начало отсчета координаты точки C , определяющей положение ползуна i ($s_C = DC$). Угол α в зависимости от расположения шарнира B по отношению к оси CD может принимать значения, вычисляемые по формуле (1.32).

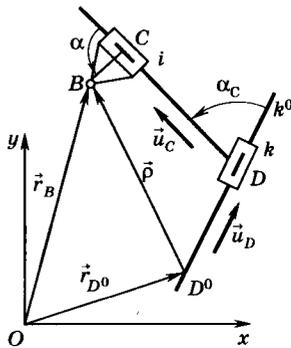


Рис. 1.18

Известными считаются вектор \vec{u}_D , размер $h = CB$, угол α_C между векторами \vec{u}_C и \vec{u}_D , сборка группы (μ) и вектор ($\vec{\rho}$) = $= \overrightarrow{D^0B} = \vec{r}_B - \vec{r}_{D^0}$ с проекциями

$$\rho_x = x_B - x_{D^0}; \rho_y = y_B - y_{D^0}.$$

Определить орт \vec{u}_C и линейные координаты s_C и s_D .

Решение задачи о положениях группы основано на использовании уравнения замкнутости векторного контура $\overrightarrow{D^0DCBD^0}$, которое записывается в виде

$$\vec{u}_D s_D - \vec{u}_C s_C = \vec{w}, \quad (1.54)$$

где $\vec{w} = \vec{\rho} - \vec{h}$.

Выразим проекции вектора $\vec{h} = \overrightarrow{CB}$ через проекции орта \vec{u}_C с помощью равенств (1.36), а затем перепишем (1.54) в проекциях на оси Ox , Oy . В результате получим систему линейных уравнений относительно искомым координат s_C и s_D :

$$u_{Cx} s_C + u_{Dx} s_D = w_x; \quad u_{Cy} s_C + u_{Dy} s_D = w_y. \quad (1.55)$$

Для решения этой системы выразим проекции вектора \vec{u}_C через проекции вектора \vec{u}_D и угол α_C :

$$\vec{u}_{Cx} = \cos \alpha_C u_{Dx} - \sin \alpha_C u_{Dy}; \quad \vec{u}_{Cy} = \sin \alpha_C u_{Dx} + \cos \alpha_C u_{Dy}.$$

Учитывая эти равенства в (1.55), запишем расчетные формулы для координат s_C и s_D :

$$s_C = \frac{1}{\Delta} (u_{Dy} w_x - u_{Dx} w_y); \quad s_D = \frac{1}{\Delta} (u_{Cx} w_y - u_{Cy} w_x),$$

где $w_x = \rho_x - \mu h u_{Cy}$; $w_y = \rho_y + \mu h u_{Cx}$; $\Delta = u_{Cx} u_{Dy} - u_{Cy} u_{Dx}$.

Получив расчетные формулы для всех видов структурных групп 2-го класса, можно переходить к исследованию кинематики любых рычажных механизмов 2-го класса. Для этого потребуется лишь несложная привязка готовых расчетных формул к заданному механизму, которая заключается в вычислении проекций векторов, определяющих относительное положение внешних кинематических пар группы.

Поясним алгоритм решения задач кинематического анализа на примере задачи о положениях для дезаксиального кривошипно-ползунного механизма с одной степенью подвижности (рис. 1.19).

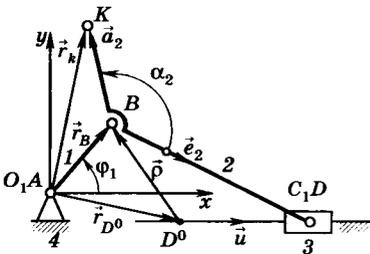


Рис. 1.19

Механизм состоит из ведущего звена 1, группы Ассур 2-го класса второго вида (звенья 2, 3) и стойки 4. В качестве обобщенной координаты выбираем угол поворота ведущего звена φ_1 . Требуется получить аналитические выражения для функций положения звеньев механизма $\varphi_2 = \varphi_2(\varphi_1)$; $s_3 = s_3(\varphi_1)$ и определить абсолютные координаты точки K шатуна 2.

Свяжем со стойкой исследуемого механизма неподвижную систему координат xOy . Для применения полученных выше расчетных формул используем соответствующие этим формулам обозначения. Номера звеньев: $i = 2$; $k = 3$; кинематические пары: внешние — B и D , средняя — C . Выбираем точку D^0 и положительное направление оси поступательной пары — орт \vec{i} . Сборке группы второго вида соответствует параметр $\delta_2 = +1$, так как векторы \vec{e}_2 и \vec{i} образуют острый угол.

Для принятого расположения осей системы xOy вектор \vec{i} имеет проекции

$$u_x = 1; u_y = 0.$$

Вычисляем проекции вектора $\vec{\rho} = \overrightarrow{D^0B}$:

$$\begin{aligned} \rho_x &= x_B - x_{D^0} = l_1 \cos \varphi_1 - x_{D^0}; \\ \rho_y &= y_B - y_{D^0} = l_1 \sin \varphi_1 - y_{D^0}, \end{aligned} \quad (1.56)$$

где l_1 — длина звена 1.

С помощью расчетной формулы (1.14), выведенной для группы Ассур 2-го класса второго вида, найдем функцию положения ползуна 3. При этом учтем особенность рассматриваемого механизма и упростим запись параметров, входящих в (1.41).

Так как $\vec{h} = \overrightarrow{DC} = 0$, проекции вектора \vec{w} принимают вид

$$w_x = \rho_x; w_y = \rho_y.$$

Приняв во внимание значения проекций вектора \vec{w} , находим

$$b = \rho_x; c = \rho_x^2 + \rho_y^2 - l_2^2. \quad (1.57)$$

Заменив в (1.57) проекции вектора ρ с помощью равенств (1.56) и подставив полученные выражения параметров b и c в (1.41), получим расчетную формулу для функции положения ползуна 3:

$$s = l_1 \cos \varphi_1 - x_{D^0} + \delta_2 \sqrt{l_2^2 - (l_1 \sin \varphi_1 - y_{D^0})^2},$$

причем $\delta_2 = +1$ для сборки группы, изображенной на рис. 1.19.

Угловая координата шатуна φ_2 описывается выражением

$$\varphi_2 = \operatorname{arctg} z, \quad (1.58)$$

$$\text{где } z = \operatorname{tg}\left(\frac{\varphi_2}{2}\right) = \frac{\sin \varphi_2}{1 + \cos \varphi_2} = \frac{e_{2y}}{1 + e_{2x}}.$$

Чтобы найти проекции вектора \vec{e}_2 , спроецируем на оси Ox , Oy уравнение (1.42):

$$e_{ix} = \frac{1}{l_i}(u_x s - w_x); \quad e_{iy} = \frac{1}{l_i}(u_y s - w_y).$$

Подставляя в эти равенства параметры, соответствующие данному механизму, получим

$$e_{2x} = \frac{1}{l_2}(s - \rho_x) = \frac{1}{l_2} \sqrt{l_2^2 - (l_1 \sin \varphi_1 + y_{D0})^2}; \quad (1.59)$$

$$e_{2y} = \frac{1}{l_2}(-\rho_y) = \frac{1}{l_2}(y_{D0} - l_1 \sin \varphi_1).$$

Таким образом, выражение (1.58) с учетом (1.59) однозначно определяет функцию положения шатуна 2.

Найдем абсолютные координаты точки K шатуна, представив ее радиус-вектор \vec{r}_K следующей суммой (рис. 1.19):

$$\vec{r}_k = \vec{OB} + \vec{BK} = \vec{r}_B + \vec{a}_2.$$

Перепишем это равенство в проекциях на оси Ox и Oy :

$$x_K = x_B + a_{2x}; \quad y_K = y_B + a_{2y}. \quad (1.60)$$

Для рассматриваемого механизма

$$x_B = l_1 \cos \varphi_1; \quad y_B = l_1 \sin \varphi_1.$$

Проекции вектора \vec{a}_2 выразим через проекции орта \vec{e}_2 , для чего используем формулы (1.36), позволяющие представить проекции одного вектора функциями проекций другого вектора и угла между ними:

$$\begin{aligned} a_{2x} &= a_2 (\cos \alpha_2 e_{2x} - \sin \alpha_2 e_{2y}); \\ a_{2y} &= a_2 (\sin \alpha_2 e_{2x} + \cos \alpha_2 e_{2y}). \end{aligned}$$

Подставив приведенные выражения для x_B , y_B , a_{2x} и a_{2y} в (1.60), получим формулы для расчета абсолютных координат x_K , y_K заданной точки K шатуна. Таким образом, задача о положениях для рассмотренного дезаксиального кривошипно-ползунного механизма решена.

1.3. ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

1.3.1. Цели и задачи динамического анализа

Динамический анализ — это раздел теории механизмов и машин, в котором изучается движение звеньев механизма под действием заданной системы сил. Основная цель динамического анализа заключается в установлении общих зависимостей между силами (моментами сил), действующими на звенья механизма, и кинематическими параметрами механизма с учетом масс (моментов инерции) его звеньев. Эти зависимости определяются из уравнений движения механизма.

При всем разнообразии задач динамического анализа их разделяют на два основных типа: в задачах первого типа определяют, под действием каких сил происходит заданное движение механизма (первая задача динамики); в задачах второго типа по заданной системе сил, действующей на звенья механизма, находят их кинематические параметры (вторая задача динамики).

Закон движения механизма в аналитической форме задается в виде зависимостей его обобщенных координат от времени. Наиболее просто задачи динамики решают для механизмов с жесткими звеньями и одной степенью свободы с помощью классических методов теории механизмов и машин. Однако современная техническая практика требует решения более сложных задач, в которых исследуется динамика быстроходных машин и механизмов с учетом упругих свойств материалов их звеньев, наличия зазоров в их кинематических цепях и других факторов. В подобных случаях решаются задачи динамики механических систем с несколькими степенями свободы (или с бесконечным числом степеней свободы) с привлечением сложного математического аппарата многомерных систем обыкновенных дифференциальных уравнений, уравнений в частных производных или интегро-дифференциальных уравнений.

1.3.2. Силы, действующие на звенья механизма, и их классификация

Действующие на звенья механизма силы можно разделить на следующие группы.

Движущие силы E_d (или пары сил с моментом M_d) — это силы, элементарная работа которых на возможных перемещениях точек их приложения положительна. Движущие силы прикладываются к ведущим звеньям со стороны двигателей. Они предназначены для приведения машин в движение, преодоления

сил сопротивления и осуществления заданного технологического процесса. В качестве приводных двигателей применяют двигатели внутреннего сгорания, электрические, гидравлические, пневматические и др.

Силы сопротивления F_c (или пары сил сопротивления с моментом M_c) — это силы, элементарная работа которых на возможных перемещениях точек их приложения отрицательна. Силы сопротивления препятствуют движению механизма. Они разделяются на силы полезных сопротивлений ($F_{п.с}$, $M_{п.с}$), для преодоления которых предназначен данный механизм, и силы вредных сопротивлений ($F_{в.с}$, $M_{в.с}$), вызывающие непроизводительные затраты энергии движущих сил.

Силы полезных сопротивлений обусловлены технологическими процессами, поэтому их называют **силами технологических или производственных сопротивлений**. Обычно они приложены к выходным звеньям исполнительных машин. Силы вредного сопротивления — это в основном силы трения в кинематических парах и силы сопротивления среды. Понятие «вредные силы» является условным, так как в ряде случаев они обеспечивают работоспособность механизма (например, движение катка обеспечивают силы его сцепления с дорожным полотном).

Силы веса звеньев F_g , в зависимости от направления их действия относительно направления движущих сил, могут быть полезными (или вредными), когда они способствуют (или препятствуют) движению механизма.

Силы инерции F_i или моменты сил инерции M_i , возникающие при изменении скорости движения звеньев, могут быть как движущими силами, так и силами сопротивления, в зависимости от направления их действия относительно направления движения звеньев.

В общем случае силы движущие и силы сопротивления являются функциями кинематических параметров (времени, координат, скорости, ускорения точки приложения силы). Эти функции для конкретных двигателей и рабочих машин называются их **механическими характеристиками**, которые задаются в аналитической форме или графически.

На рис. 1.20 показаны механические характеристики $M_d = M_d(\omega)$ электродвигателей различных типов.

Механическая характеристика электродвигателя *постоянного тока с параллельным возбуждением* (обмотка возбуждения двигателя включена параллельно обмотке якоря) имеет вид линейной монотонно убывающей зависимости момента M_d от

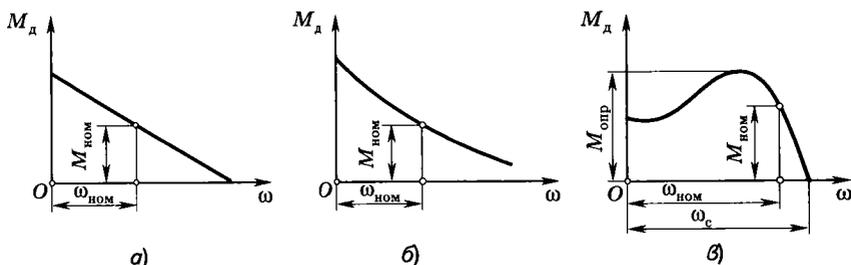


Рис. 1.20

угловой скорости вращения вала ω (рис. 1.20, а). Двигатель с такой механической характеристикой устойчиво работает на всем диапазоне угловых скоростей ω .

Механическая характеристика электродвигателя *постоянного тока с последовательным возбуждением* (обмотка возбуждения включена последовательно с обмоткой якоря) представляется нелинейной зависимостью $M_d = M_d(\omega)$, изображенной на рис. 1.20, б.

Механическая характеристика *асинхронного электродвигателя постоянного тока* (рис. 1.20, в) описывается более сложной зависимостью. Характеристика имеет восходящую и нисходящую части. Областью устойчивой работы электродвигателя является нисходящая часть характеристики. Если момент сопротивления M_c становится больше максимального момента движущих сил M_d , двигатель останавливается. Такой момент M_c называется **опрокидывающим моментом** $M_{\text{опр}}$. Угловая скорость $\omega = \omega_{\text{ном}}$, при которой двигатель развивает максимальную мощность, называется **номинальной угловой скоростью**, а соответствующий ей момент $M_d = M_{\text{ном}}$ — **номинальным моментом**. Угловая скорость $\omega = \omega_c$ при которой $M_d = 0$, называется **синхронной угловой скоростью**.

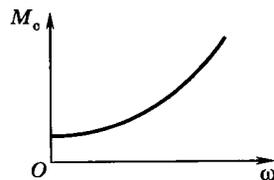


Рис. 1.21

Механические характеристики рабочих машин чаще представляют собой восходящие кривые (рис. 1.21). Такой вид имеют характеристики компрессоров, центробежных насосов и др.

1.3.3. Трение в механизмах

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТРЕНИИ В МЕХАНИЗМАХ. Трением называют явление сопротивления относительно перемещению соприкасающихся тел, возникающее в месте соприкосновения их поверхностей. Трение сопровождается диссипацией (рассеива-

нием) энергии. Различают трение покоя (статическое трение) и трение движения (кинетическое трение).

Если взаимодействие соприкасающихся тел происходит при наличии микроскопических смещений, обусловленных упругими и пластическими деформациями до перехода к относительному движению, то сопротивление такому смещению называют **трением покоя**. Сопротивление относительному перемещению соприкасающихся тел при их относительном движении называют **трением движения**. По виду относительного движения соприкасающихся тел трение движения разделяют на трение скольжения и трение качения. **Трение скольжения** возникает при относительном поступательном движении соприкасающихся тел, а **трение качения** — при их относительном качении.

ТРЕНИЕ СКОЛЬЖЕНИЯ. В зависимости от состояния взаимодействующих тел трение скольжения может быть:

- ▶ чистым (ювенильным), при котором на трущихся поверхностях полностью отсутствуют посторонние примеси;
- ▶ сухим, т. е. трением несмазанных поверхностей, покрытых пленками оксидов и адсорбированными молекулами газов или жидкостей;
- ▶ граничным, при котором между трущимися поверхностями существует тонкий слой смазочного материала (порядка 0,1 мк и менее);
- ▶ жидкостным, при котором поверхности трущихся тел полностью отделены слоем смазки.

СИЛА ТРЕНИЯ. Количественной мерой интенсивности каждого из перечисленных явлений является **сила трения** — *сила сопротивления, возникающая при относительном перемещении одного тела по поверхности другого под действием внешней силы*. Вектор силы трения лежит в плоскости, касательной к поверхности трущихся тел в зоне их контакта, и направлен в сторону, противоположную направлению относительного движения.

Сила трения покоя зависит от внешних сил, приложенных к трущимся телам. Наибольшего значения, называемого предельной или полной силой трения, она достигает в мгновение, предшествующее началу скольжения. Превышение предельной силы трения ведет к нарушению состояния покоя и вызывает скольжение трущихся поверхностей.

Сила трения скольжения направлена вдоль вектора относительной скорости скольжения в противоположную от скорости сторону и по величине, как правило, несколько меньше силы трения покоя. При наличии смазочного материала сила трения скольжения при прочих равных условиях достигает наимень-

шего значения. При отсутствии смазочного материала она возрастает: скольжение поверхностей сопровождается процессами механического зацепления отдельных выступов трущихся поверхностей, их деформации, возникновения сил молекулярного взаимодействия, на преодоление которых затрачивается энергия движущих сил.

В технических расчетах применяют приближенные формулы, определяющие предельную силу трения покоя $F_{т.о}$ и силу трения скольжения $F_{т}$:

$$F_{т.о} = f_0 F_n; F_{тп} = f F_n, \quad (1.61)$$

где f_0, f — коэффициенты трения соответственно покоя и скольжения; F_n — сила нормального давления на поверхности трения.

На значения коэффициентов f_0 и f влияют такие факторы, как вид материалов трущихся тел, качество соприкасающихся поверхностей, наличие на этих поверхностях пленок оксидов, скорость скольжения тел, жесткость и упругость соприкасающихся тел, температурный режим и др. Большинство подобных факторов учитывается экспериментальным путем с учетом реальных условий работы каждого механизма в отдельности. Однако в приближенных расчетах силы трения можно вычислять по формулам (1.61) в предположении, что коэффициенты трения постоянны. Приведем приближенные значения коэффициентов трения для некоторых пар материалов (табл. 1.2).

Таблица 1.2

Материалы	Сухое трение		Трение со смазкой	
	f_0	f	f_0	f
Сталь по стали	0,3	0,25	0,1...0,2	0,05...0,15
Сталь по бронзе	0,2	0,18	0,1...0,15	0,05...0,1

При граничном трении зависимость коэффициента трения скольжения f от скорости скольжения трущихся тел v часто представляется эмпирической формулой

$$f = f_0 + f_1 v + f_2 v^2 + f_3 v^3,$$

где f_1, f_2, f_3 — экспериментальные коэффициенты, которые могут быть положительными и отрицательными.

При жидкостном трении, когда трущиеся поверхности тел полностью разделены слоем смазки, сила трения оказывается

значительно меньше, чем при сухом или граничном трении. Ее величина подсчитывается по формуле Ньютона

$$F_{\tau} = \mu A \frac{du}{dy},$$

где F_{τ} — сила сдвига, которую требуется приложить к слою жидкости площадью A для того, чтобы этот слой двигался относительно соседнего слоя, расположенного на расстоянии dy , со скоростью du ; μ — коэффициент, называемый динамической вязкостью, нс/м².

Если градиент скорости du/dy приближенно принять равным v/h , где v — относительная скорость скольжения трущихся поверхностей, а h — величина зазора между ними, то вместо формулы Ньютона можно использовать формулу

$$F_{\tau} = \mu Av/h, \text{ или } F_{\tau} = \beta v, \quad (1.62)$$

где $\beta = \mu A/h$ — постоянный коэффициент, называемый *коэффициентом вязкого трения*.

Линейная характеристика (1.62) справедлива лишь при полном разделении трущихся поверхностей слоем смазки. Для того чтобы трение было жидкостным, требуется в слое смазки создать определенное давление. Такое давление может быть обеспечено подачей самой смазки под необходимым давлением (в этом случае трение называется *гидростатическим*) или движением смазки в клиновом зазоре, когда зазор между плоскостями трения имеет форму клина (в этом случае трение называется *гидродинамическим*).

ТРЕНИЕ КАЧЕНИЯ. Это сопротивление, возникающее при относительном перекатывании двух упругих тел на площадке их контакта. Сопротивление качению звеньев значительно меньше сопротивления скольжения, поэтому при конструировании подвижных соединений звеньев скольжение по возможности заменяют качением.

При качении в зоне контакта звеньев i и j под действием момента движущих сил M_d происходит непрерывная упругая деформация поверхностных слоев, которая нарушает симметричное расположение эпюры удельных давлений (рис. 1.22). Это приводит к смещению точки приложения результи-

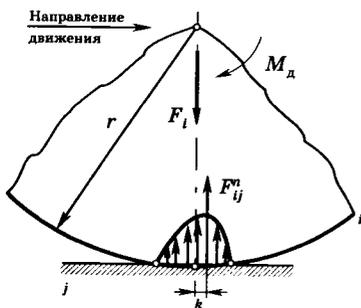


Рис. 1.22

рующей силы нормального давления F_{ij}^n в сторону направления движения и к возникновению момента силы трения качения

$$M_k = k F_{ij}^n, \quad (1.63)$$

где k — коэффициент трения качения, мм.

Значение k зависит от материалов, диаметров тел качения, состояния поверхностей трения, наличия смазки, удельного давления, скорости относительного движения и других факторов.

ТРЕНИЕ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ. Сила трения скольжения в поступательной паре F_{tij} , действующая на звено i со стороны звена j , находится по формуле (рис. 1.23)

$$F_{tij} = f F_{ij}^n, \quad (1.64)$$

где F_{ij}^n — нормальная составляющая полной реакции F_{ij} .

Сила трения F_{tij} направлена противоположно скорости v_i движения звена i относительно звена j . Угол φ , который полная реакция \vec{F}_{ij} образует с ее нормальной составляющей \vec{F}_{ij}^n , называется *углом трения*. Из рис. 1.23 и формулы (1.64) имеем

$$\operatorname{tg} \varphi = F_{tij} / F_{ij}^n = f.$$

При малых значениях коэффициента трения f угол трения φ приближенно можно считать равным коэффициенту f .

Все возможные положения вектора полной реакции \vec{F}_{ij} образуют коническую поверхность с углом 2φ при вершине, называемую конусом трения. Конус трения позволяет наглядно представить процессы взаимодействия звеньев при наличии трения скольжения.

Если, например, на звено i действует движущая сила F_i , которая составляет с нормалью к поверхности трения угол $\alpha_i < \varphi$, то под действием такой силы при нулевой начальной скорости звено i будет оставаться в состоянии покоя. Если движущая сила F_i действует на звено i при ненулевой начальной скорости v_i , то движение звена будет замедленным. Это явление называется *самоторможением*. При самоторможении линия действия вектора \vec{F}_i проходит внутри конуса трения и его проекция на направление движения

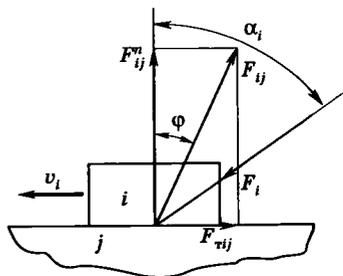


Рис. 1.23

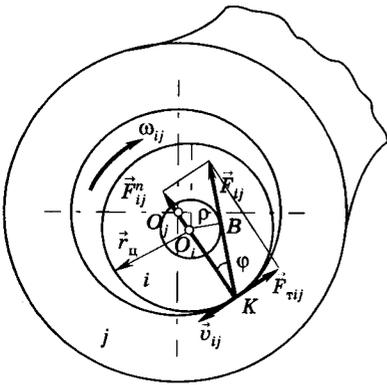


Рис. 1.24

правление движения оказывается больше предельного значения силы трения $F_{\text{т}ij}$, и при ненулевой начальной скорости v_i звено i будет двигаться ускоренно.

Рассмотрим трение во вращательной паре между звеньями i , j при условии, что между элементами этой пары существует зазор (рис. 1.24). Касание элементов пары при сухом и граничном трении происходит по общей образующей цилиндрических элементов пары. Нормальная составляющая полной реакции \vec{F}_{ij}^n , приложенная в точке касания K , проходит через центры O_i и O_j элементов пары. Сила трения $\vec{F}_{\text{т}ij}$ приложена в точке K и направлена противоположно относительной скорости v_{ij} . Вектор полной реакции \vec{F}_{ij} оказывается отклоненным от общей нормали к соприкасающимся поверхностям на угол трения φ . Причем при любом положении точки K вектор \vec{F}_{ij} направлен по касательной к окружности радиуса ρ с центром в O_i . Эта окружность получила название круга трения. Ее радиус можно найти из ΔBO_iK :

$$\rho = r_{\text{ц}} \sin \varphi \approx r_{\text{ц}} f,$$

где $r_{\text{ц}}$ — радиус цапфы, т. е. опорного участка звена i .

При исследовании динамики шарнирных механизмов с учетом трения удобно считать, что полная реакция \vec{F}_{ij} проходит через центр O_i . В этом случае необходимо дополнительно учитывать момент сил трения $M_{\text{т}rij} = F_{ij}^n r_{\text{ц}} f$, направленный противоположно относительной угловой скорости ω_{ij} . Коэффициент трения f для вращательной пары определяется из эксперимента. Если таких данных нет, то используются эксперименталь-

меньше предельного значения силы трения $F_{\text{т}ij}$. Явление самоторможения в механизмах недопустимо, но в некоторых случаях, например в червячных передачах и «винт—гайка», его используют для предотвращения самопроизвольного движения в обратном направлении.

Если $\alpha_i = \varphi$, то возможно равномерное движение звена i со скоростью v_i . Однако при нулевой начальной скорости движения звена не возникает. При $\alpha_i > \varphi$ проекция вектора \vec{F}_i на на-

ные данные, полученные для плоских поверхностей. Однако при этом следует иметь в виду, что коэффициент трения для цилиндрических поверхностей с внутренним касанием примерно на 30% больше, чем для поверхностей плоских.

1.3.4. Уравнения движения механизмов с одной степенью свободы.

Приведение сил и масс в плоских механизмах

Уравнениями движения механизма называют аналитические зависимости, которые связывают силы, действующие на звенья механизма, с параметрами движения этих звеньев. Уравнения движения записываются с помощью различных принципов и теорем классической механики и могут быть представлены в различных формах. Для записи уравнений движения механизмов с одной степенью свободы чаще используют теорему об изменении кинетической энергии материальной системы. Согласно теореме об изменении кинетической энергии, перемещение материальной системы из начального положения в конечное равно сумме работ, совершаемых на этом перемещении всеми силами, действующими на систему. Аналитически теорема (ее интегральная форма) выражается равенством

$$T - T_0 = \sum_{k=1}^m A_k, \quad (1.65)$$

где T , T_0 — значения кинетической энергии системы в ее конечном и начальном положениях; A_k — работа, совершаемая k -й из m сил, которые действуют на систему при ее перемещении из начального положения в конечное.

Кинетическая энергия механизма представляется суммой кинетических энергий подвижных звеньев механизма, имеющих конечную массу:

$$T = \sum_{i=1}^n T_i; T_0 = \sum_{i=1}^n T_{i0}, \quad (1.66)$$

где T_i , T_{i0} — конечное и начальное значения кинетической энергии i -го звена механизма; n — число подвижных звеньев механизма.

Подставив выражения (1.66) в равенство (1.65), получим уравнение движения механизма в форме интеграла энергии:

$$\sum_{i=1}^n T_i - \sum_{i=1}^n T_{i0} = \sum_{k=1}^m A_k. \quad (1.67)$$

При плоском движении кинетическую энергию любого звена механизма определяют по формуле

$$T_i = \frac{1}{2} m_i v_{ci}^2 + \frac{1}{2} J_{ci} \omega_i^2, \quad (1.68)$$

где m_i — масса i -го звена механизма; v_{ci} — скорость центра масс i -го звена; J_{ci} — момент инерции i -го звена механизма относительно оси, проходящей через центр масс звена перпендикулярно плоскости движения; ω_i — угловая скорость i -го звена.

Для i -го звена механизма, которое движется поступательно, полагая в формуле (1.68) $\omega_i = 0$, находим

$$T_i = \frac{1}{2} m_i v_{ci}^2.$$

Для i -го звена механизма, которое вращается вокруг неподвижной оси, формула (1.68) вырождается в следующую:

$$T_i = \frac{1}{2} J_i \omega_i^2,$$

где J_i — момент инерции i -го звена механизма относительно оси вращения.

Уравнение (1.67) даже для плоских механизмов с небольшим числом степеней свободы применяется редко из-за неудобства, связанного с операцией суммирования, которую необходимо выполнять по n звеньям и m силам. Чаще используют другую формулу уравнения движения, при выводе которой вместо механизма рассматривается его динамическая модель. Уравнение движения механизма заменяется уравнением движения одного его звена (или одной точки звена), называемого **звеном (точкой) приведения**. За звено приведения обычно выбирают звено, по обобщенной координате которого проводят исследование механизма (начальное звено механизма).

При вращательном движении начального звена механизма уравнение (1.67) заменяется уравнением движения начального звена, принимаемого за звено приведения (рис. 1.25). Момент инерции этого звена J_n относительно оси вращения называется **приведенным моментом инерции**. Момент M_n пары сил, действующей на звено приведения, называется **приведенным моментом сил**.

Если начальное звено совершает поступательное движение, то для построения динамической модели механизма выбирается точка B начального звена, принимаемая за точку приведения. В этой точке сосредоточивается приведенная масса m_n зве-

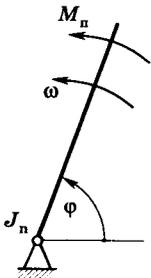


Рис. 1.25

на. Точка приведения движется под действием приведенной силы F_{Π} так, что ее обобщенная координата s в любой момент времени совпадает с обобщенной координатой механизма (рис. 1.26). Таким образом уравнение движения механизма заменяется уравнением движения одной его точки.

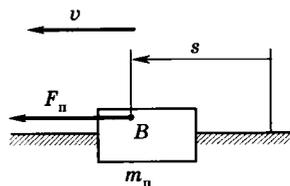


Рис. 1.26

Запишем уравнение движения звена приведения, совершающего вращательное движение, в форме интеграла энергии. Будем считать, что при перемещении звена из начального положения в конечное его обобщенная координата изменяется от φ_0 до φ , а приведенный момент инерции — от $J_{\Pi 0}$ до J_{Π} . Тогда уравнение (1.67) переписывается в виде

$$\frac{1}{2}J_{\Pi}\omega^2 - \frac{1}{2}J_{\Pi 0}\omega_0^2 = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_{\Pi}d\varphi, \quad (1.69)$$

где ω — угловая скорость звена приведения, когда его положение определяется координатой φ ; ω_0 — значение скорости ω при $\varphi = \varphi_0$.

Необходимые и достаточные условия тождественности уравнений (1.67) и (1.69) выражаются равенствами

$$\int_{\varphi_0}^{\varphi} M_{\Pi}d\varphi = \sum_{k=1}^n A_k; \quad (1.70)$$

$$\frac{1}{2}J_{\Pi}\omega^2 = \sum_{i=1}^n T_i; \quad \frac{1}{2}J_{\Pi 0}\omega_0^2 = \sum_{i=1}^n T_{i0}.$$

Приведенный момент M_{Π} определяется из первого равенства системы (1.70) как момент пары сил, условно приложенной к звену приведения, элементарная работа которой равна сумме элементарных работ сил и пар сил, действующих на звенья механизма. В практических расчетах равенство элементарных работ удобно заменить равенством мощностей:

$$M_{\Pi}\omega = \sum_{k=1}^m N_k, \quad (1.71)$$

где N_k — мощность k -й силы (момента пары сил), действующей на звено механизма.

Если через v_k обозначить скорость точки приложения силы F_k , а через ω_k — угловую скорость звена механизма, на которое действует пара сил с моментом M_k , то соответствующие мощности сил и моментов пар сил определяются формулами

$$N_k = F_k v_k \cos(\vec{F}_k, \vec{v}_k); \quad N_k = M_k \omega_k. \quad (1.72)$$

Моменты M_{Π} и M_k в (1.71) и (1.72) считаются положительными, если их направление совпадает с направлениями угловых скоростей ω и ω_k , и отрицательными, если эти направления противоположны.

Подставив (1.72) в (1.71), получим формулу для вычисления приведенного момента сил:

$$M_{\Pi} = \sum_{k=1}^m \frac{1}{\omega} [F_k v_k \cos(\vec{F}_k, \vec{v}_k) + M_k \omega_k]. \quad (1.73)$$

Согласно второму равенству системы (1.70) приведенный момент инерции J_{Π} можно определить как момент инерции, которым должно обладать звено приведения относительно оси вращения, чтобы его кинетическая энергия была равна сумме кинетических энергий всех звеньев механизма. Формулу для вычисления приведенного момента инерции можно получить подстановкой (1.68) во второе равенство системы (1.70):

$$I_{\Pi} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{\omega^2} (m_i v_{ci}^2 + J_{ci} \omega_i^2). \quad (1.74)$$

Если начальное звено механизма с одной степенью свободы совершает поступательное движение и приведение осуществляется к некоторой точке звена (точке приведения), то определению подлежат приведенные масса m_{Π} и сила F_{Π} . **Приведенной массой механизма m_{Π} называется такая условная масса, сосредоточенная в точке приведения, при которой кинетическая энергия этой точки равна сумме кинетических энергий всех звеньев механизма.** Формула, определяющая приведенную массу m_{Π} , по аналогии с (1.74) записывается в виде

$$m_{\Pi} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{v^2} (m_i v_{ci}^2 + J_{ci} \omega_i^2), \quad (1.75)$$

где v — скорость точки приведения.

Приведенной силой F_{Π} называется условная сила, приложенная в точке приведения, которая определяется из равенства элементарной работы этой силы и суммы элементарных работ сил и пар сил, действующих на звенья механизма. По аналогии с формулой (1.73)

$$F_{\Pi} = \sum_{k=1}^m \frac{1}{v} [F_k v_k \cos(\vec{F}_k, \vec{v}_k) + M_k \omega_k]. \quad (1.76)$$

Из формул (1.73)—(1.76) следует, что приведенные сила (момент сил) и масса (момент инерции) зависят не от скорости точки приведения (звена приведения), а от отношения скоростей (аналогов скоростей), которые в свою очередь являются функ-

циями положения звеньев, т. е. функциями обобщенной координаты механизма. Поэтому операция приведения сил и масс механизма может выполняться до решения уравнений движения и определения скоростей точек приведения или угловых скоростей звеньев приведения (и в этом ее важнейшее достоинство). После приведения сил и пар сил, приложенных к звеньям механизма, а также масс и моментов инерции звеньев, динамическая задача о движении механизма как связанной системы звеньев сводится к более простой задаче о движении одного звена (звена приведения) или одной точки этого звена (точки приведения). Уравнение движения механизма в этом случае принимает вид уравнения (1.69), если звено приведения совершает вращательное движение с обобщенной координатой φ . Если звено приведения движется поступательно с обобщенной координатой s , то уравнение движения механизма переписывается в виде

$$\frac{1}{2} m_n v^2 - \frac{1}{2} m_{n0} v_0^2 = \int_{s_0}^s F_n ds. \quad (1.77)$$

Запись уравнения движения механизма в форме интеграла энергии возможна лишь в ограниченных случаях, например, когда приведенные силы зависят от положений звеньев. При изучении движения механизма в периоды пуска и останова или периодически неравномерного движения используется дифференциальная форма записи уравнений движения, которая получается из дифференциальной формы теоремы об изменении кинетической энергии:

$$dT = dA, \quad (1.78)$$

где dT — дифференциал кинетической энергии механизма; dA — элементарная работа действующих на механизм сил.

После приведения сил и масс в механизме с вращающимся звеном приведения с помощью (1.78) запишем:

$$d\left(\frac{1}{2} I_n \omega^2\right) = M_n d\varphi \text{ или } \frac{d}{d\varphi} \left(\frac{1}{2} I_n \omega^2\right) = M_n.$$

Выполняя дифференцирование в левой части последнего равенства, получим уравнение движения механизма в дифференциальной форме:

$$I_n \varepsilon + \frac{1}{2} \omega^2 \frac{d}{d\varphi} (J_n) = M_n. \quad (1.79)$$

Здесь ε — угловое ускорение звена приведения.

Эквивалентная замена $M_n \sim F_n$, $J_n \sim m_n$, $\varphi \sim s$ позволяет применить (1.79) для случая, когда звено приведения совершает по-

ступательное движение. Тогда дифференциальное уравнение движения механизма принимает следующий вид:

$$m_n \frac{d^2 s}{dt^2} + \frac{1}{2} \left(\frac{ds}{dt} \right)^2 \frac{d}{d\varphi} (m_n) = F_n. \quad (1.80)$$

Следует иметь в виду, что уравнения вида (1.79), (1.80) лишь приближенно описывают движение механизма. При определенных условиях (когда, например, приходится учитывать взаимодействие исполнительного механизма с приводным двигателем) они принимают более сложный вид или оказываются связанными с общей системой уравнений, которая описывает работу всего машинного агрегата.

1.3.5. Стадии (режимы) движения механизма

В механизмах с одной степенью свободы принято различать три стадии (режима) работы: разбег, установившееся движение и выбег (рис. 1.27). При изучении перечисленных режимов работы механизма воспользуемся уравнением (1.65), в котором суммарную работу всех сил разложим на работу движущих сил A_d , работу сил полезного $A_{п.с}$ и вредного $A_{в.с}$ сопротивления:

$$T - T_0 = A_d + A_{п.с} + A_{в.с}. \quad (1.81)$$

На стадии разбега скорости звеньев механизма возрастают от нуля до некоторого рабочего значения, соответствующего скорости установившегося значения. Следовательно, на стадии разбега $T_0 = 0$ и согласно равенству (1.81) можно записать:

$$A_d = A_{п.с} + A_{в.с} + T. \quad (1.82)$$

Выражение (1.82) показывает, что на стадии разбега при запуске механизма движущие силы должны не только преодолеть силы полезного и вредного сопротивления, но и сообщить механизму кинетическую энергию. В некоторых случаях в связи с требованиями технологического процесса для уменьшения вре-

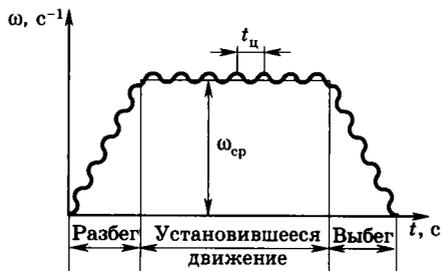


Рис. 1.27

мени пуска подвижные звенья механизма на стадии разбега не нагружаются силами полезного сопротивления ($A_{п.с} = 0$). Например, рабочий процесс резания в металлорежущих станках начинается только после завершения стадии разбега.

Установившийся режим движения механизма — это движение, при котором обобщенная скорость и кинетическая энергия механизма являются периодическими функциями времени. Время цикла установившегося движения $t_{ц}$ — это минимальный промежуток времени, по истечении которого обобщенная координата и кинетическая энергия механизма принимают те же значения, что и в начале этого промежутка (рис. 1.27). Мгновенная скорость меняется за время цикла $t_{ц}$, но ее среднее значение за цикл и, следовательно, за весь период установившегося движения остается постоянным. Изменение кинетической энергии за весь период установившегося движения равно нулю, и уравнение (1.81) принимает вид

$$A_{д} = A_{п.с} + A_{в.с}. \quad (1.83)$$

Из (1.83) видно, что энергия движущих сил в установившемся режиме машин расходуется только на преодоление полезных и вредных сопротивлений. И чем меньше работа сил вредного сопротивления (трения и др.), тем эффективнее используется энергия в машине.

На стадии выбега (останова) скорости звеньев механизма убывают до нуля. Движущие силы отключают, поэтому $A_{д} = 0$. В конце выбега $T = 0$, и уравнение (1.81) перепишем следующим образом:

$$T_0 = A_{п.с} + A_{в.с}.$$

Когда вся кинетическая энергия механизма оказывается израсходованной на преодоление сил полезного и вредного сопротивлений, механизм останавливается. Для уменьшения времени торможения используются тормозные устройства, развивающие дополнительную работу тормозящих сил. Особенно эффективно применение тормозных устройств, если по технологическим причинам полезные сопротивления на стадии выбега выключаются.

1.3.6. Коэффициент полезного действия механизма

Одним из важнейших параметров, оценивающих качество машин и механизмов, эффективность использования ими поступающей энергии, является коэффициент полезного действия. Коэффициент полезного действия (КПД) — это отношение работы

сил полезного сопротивления $A_{п.с}$ к работе движущих сил $A_{д}$, совершаемых за один и тот же промежуток времени:

$$\eta = A_{п.с}/A_{д}.$$

Если КПД вычисляется за бесконечно малый промежуток времени (мгновенный КПД), то вместо отношения работ берется отношение мощностей

$$\eta = N_{п.с}/N_{д},$$

где $N_{п.с}$ — мощность на ведомом звене; $N_{д}$ — мощность на ведущем звене.

Так как за период установившегося движения выполняется равенство (1.83), работу сил полезного сопротивления удобно представить разностью $A_{п.с} = A_{д} - A_{в.с}$. Тогда КПД механизма при установившемся движении можно подсчитывать по формуле

$$\eta = (A_{д} - A_{в.с})/A_{д} = 1 - A_{в.с}/A_{д}. \quad (1.84)$$

Отношение $A_{в.с}/A_{д}$ называют коэффициентом потерь ψ . При установившемся движении коэффициент потерь определяют равенством

$$\psi = A_{в.с}/A_{д} = A_{в.с}/(A_{п.с} + A_{в.с}) \text{ или } \psi = N_{в.с}/(N_{п.с} + N_{в.с}).$$

Коэффициенты полезного действия и потерь являются безразмерными величинами. С практической точки зрения наибольший интерес представляют их значения при установившемся движении механизма.

Анализ формулы (1.84) позволяет сделать следующие выводы:

КПД всегда меньше единицы, так как в реальных условиях работа сил вредных сопротивлений не может быть равной нулю;

КПД механизма на холостом ходу (т. е. на стадии разбега, когда подвижные звенья не нагружаются силами полезного сопротивления) равен нулю. В этом случае $A_{п.с} = 0$ и вся работа движущих сил затрачивается на преодоление сил вредных сопротивлений;

если $A_{в.с} > A_{д}$, то КПД становится отрицательным и механизм оказывается неспособным совершать движение в заданном направлении. Наблюдается явление, называемое **самоторможением**.

На КПД влияют многочисленные факторы, связанные с конструкцией механизмов и машин, условиями их эксплуатации. Так, увеличения КПД можно добиться заменой трения скольжения трением качения или применением рациональной смазки в узлах трения.

Основы сопротивления материалов и расчетов на прочность

2.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

2.1.1. Гипотезы и допущения

Задача сопротивления материалов (СМ) — разработка достаточно простых, но эффективных методов расчета на прочность, жесткость и устойчивость элементов конструкций.

Брус — тело, два измерения которого малы по сравнению с третьим (длиной). Линия, соединяющая центры тяжести сечений бруса, называется его осью. В зависимости от формы оси различают прямые и кривые брусья. Брусья бывают постоянно и переменного сечения, сплошного и несплошного, с открытым и закрытым профилем поперечного сечения.

Деформация — изменение формы, размеров и отдельных частей твердого тела.

Перемещение — изменение положения тела или его отдельных частей в пространстве.

Если после снятия нагрузки тело принимает первоначальную форму и размеры, то такое явление называется **упругостью**. Деформации тела, исчезающие после снятия нагрузки, называются **упругими**. Если после снятия нагрузок тело не полностью принимает первоначальную форму и размеры, т. е. получает остаточные деформации, то это явление называется **пластичностью**.

Прочность — способность конструкции или ее элементов выдерживать внешние воздействия, не разрушаясь.

Жесткость — способность конструкции или ее элементов сопротивляться упругим деформациям.

Устойчивость — способность конструкции и ее элементов сохранять определенную форму равновесия.

В основе СМ лежит ряд гипотез и допущений, позволяющих упростить решение поставленных задач.

1. Предполагается, что материал деформируемого тела до и после нагружения заполняет весь объем, т. е. тело не имеет пустот и трещин. Это допущение дает возможность применить ме-

тоды математического анализа к решению задач сопротивления материалов.

2. Материал деформируемого тела является однородным, т. е. не содержит никаких включений, изменяющих его физико-механические свойства в любом сколь угодно малом объеме.

3. Предполагается, что материал изотропен, т. е. его физико-механические свойства по всем направлениям одинаковы в процессе нагружения. Материалы, не обладающие этим свойством, называются *анизотропными*.

4. Материал обладает идеальной упругостью, т. е. после снятия нагрузки деформации полностью исчезают. Свойство идеальной упругости определяется физическим законом Гука: *Перемещения точек упругого тела в известных пределах нагружения прямо пропорциональны силам, вызывающим эти перемещения.*

Для линейно деформированных систем, т. е. в рамках закона Гука, справедлив принцип суперпозиции или независимости действия сил: *результат действия группы сил не зависит от последовательности нагружения ими конструкции и равен сумме результатов действия каждой из сил в отдельности.*

5. Принцип Сен-Венана: *в сечениях, достаточно удаленных от места приложения нагрузки, напряженно-деформированное состояние не зависит от способа приложения нагрузки.* На основании этого принципа при расчетах распределенная нагрузка может заменяться сосредоточенными силами.

6. Принцип неизменности начальных размеров: *изменение линейных размеров при нагружении существенно меньше начальных размеров*, т. е. перемещения точек тела, обусловленные его упругими деформациями, малы по сравнению с размерами тела.

2.1.2. Классификация сил

Силы делятся на внешние и внутренние. **Внешние** силы характеризуют взаимодействие между телами, **внутренние** — взаимодействие между частицами одного тела.

Внешние силы, действующие на элементы конструкций, делятся на **активные**, называемые нагрузкой, и **реактивные** (реакции связей). Нагрузка подразделяется на поверхностную и объемную. К поверхностной нагрузке относятся силы контакта, возникающие при сопряжении двух элементов конструкции или при их взаимодействии; к объемным (массовым) силам — силы, действующие на каждый бесконечно малый элемент объ-

ема. Примерами объемных сил являются силы инерции, силы тяжести, силы магнитного взаимодействия.

По характеру действия на конструкцию различают нагрузку:

- ▶ *статическую* — изменяется медленно и плавно от нуля до конечного значения так, что ускорения точек системы, возникающие при этом, весьма малы, поэтому силами инерции по сравнению с нагрузкой можно пренебречь;
- ▶ *динамическую* — прикладывается к телу за малый промежуток времени или мгновенно с образованием значительных ускорений;
- ▶ *повторно-переменную* — изменяющуюся по произвольному периодическому закону.

2.1.3. Внутренние силовые факторы (метод сечений)

Пусть свободное тело под действием системы сил $F_1—F_5$ находится в равновесии (рис. 2.1). Требуется определить внутренние силы в сечении $I—I$. Мысленно разрежем тело на две части по данному сечению и рассмотрим условия равновесия одной (любой) части тела. Обе части после разреза, вообще говоря, не будут находиться в равновесии, так как нарушены внутренние связи. Заменяем действие левой части тела на правую и правой на левую некоторой системой сил в сечении $I—I$, т. е. внутренними силами (рис. 2.2). Характер распределения внутренних сил в сечении неизвестен, но они должны обеспечить равновесие каждой части тела. Для составления условия равновесия отсеченной части приведем внутренние силы в виде главного вектора и главного момента к центру тяжести сечения и спроецируем их на оси координат (рис. 2.3). Получим три проекции глав-

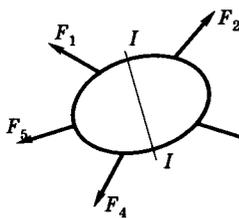


Рис. 2.1

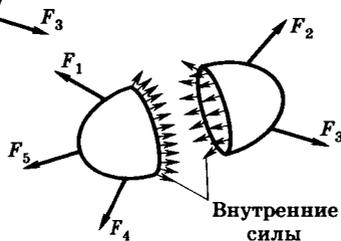


Рис. 2.2

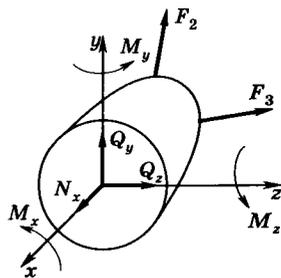


Рис. 2.3

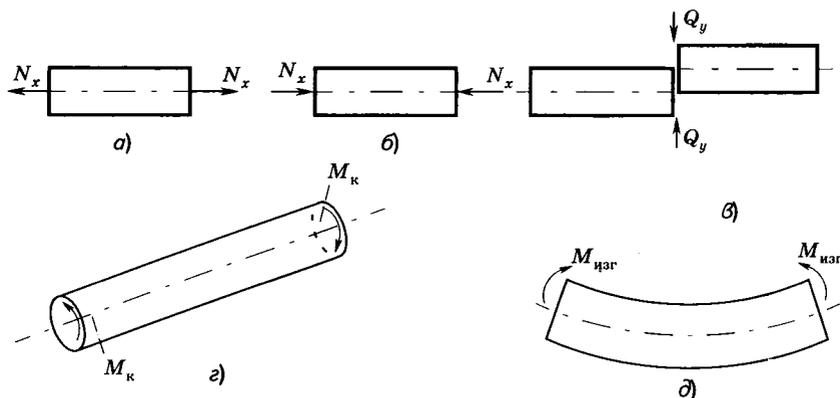


Рис. 2.4

ного вектора N_x , Q_y , Q_z и три проекции главного момента M_x , M_y , M_z , которые называются **внутренними силовыми факторами**: N_x — продольная сила; Q_y , Q_z — поперечные силы; M_k (M_x) — крутящий момент, M_z , M_y — изгибающие моменты.

Составив условия равновесия отсеченной части, получим

$$\begin{aligned} \Sigma x &= 0; N_x = \Sigma F_{xi}; \\ \Sigma y &= 0; Q_y = \Sigma F_{yi}; \\ \Sigma z &= 0; Q_z = \Sigma F_{zi}; \\ \Sigma m_x &= 0; M_k = \Sigma m_x(F_i); \\ \Sigma m_y &= 0; M_y = \Sigma m_y(F_i); \\ \Sigma m_z &= 0; M_z = \Sigma m_z(F_i). \end{aligned} \quad (2.1)$$

Уравнения (2.1) называются *зависимостью между внешней нагрузкой на отсеченной части и внутренними силовыми факторами (статическими эквивалентами внутренних сил)*. Если внешние нагрузки известны, то с их помощью можно определить внутренние силовые факторы.

Различают следующие основные виды деформаций: растяжение-сжатие (рис. 2.4, а, б, $N_x \neq 0$); сдвиг (рис. 2.4, в, $Q_y \neq 0$); кручение (рис. 2.4, з, $M_k \neq 0$); изгиб (рис. 2.4, д, $M_{изг} \neq 0$).

2.1.4. Понятие о напряжении

Согласно гипотезе 1 (см. п. 2.1.1) можно предположить, что внутренние силы непрерывно распределены по площади поперечного сечения бруса. Пусть на малую, но конечную площад-

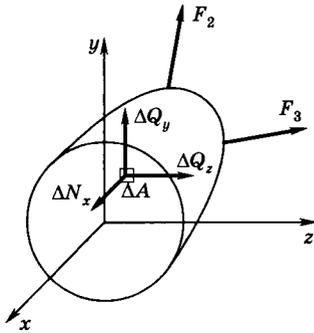


Рис. 2.5

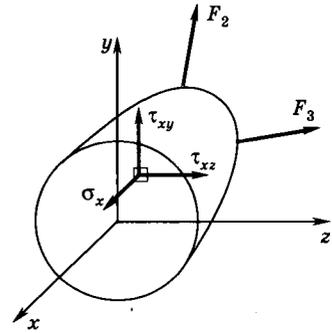


Рис. 2.6

ку ΔA (рис. 2.5) действует внутренняя элементарная сила ΔR . Разложив ΔR на составляющие по осям x, y, z , получим ее компоненты $\Delta N_x, \Delta Q_y, \Delta Q_z$. Отношение вида

$$K_{cp} = \Delta R / \Delta A \quad (2.2)$$

определяет среднее напряжение на данной площадке в данной точке.

Полное или истинное напряжение в точке есть отношение

$$K = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \Delta R / \Delta A, \quad (2.3)$$

которое определяет интенсивность внутренних сил в данной точке рассматриваемого сечения. Поскольку через точку тела можно провести бесчисленное множество сечений, то в данной точке имеется бесчисленное множество напряжений, связанных с площадками действия. *Совокупность всех напряжений, действующих на разных площадках в данной точке, называется напряженным состоянием точки.* Единица напряжения — Н/м², или Па.

По аналогии с (2.3) можно записать:

$$\lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta N_x}{\Delta A} = \sigma_x; \quad (2.4)$$

$$\lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta Q_y}{\Delta A} = \tau_{xy}; \quad (2.5)$$

$$\lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta Q_z}{\Delta A} = \tau_{xz}. \quad (2.6)$$

Выражение (2.4) определяет **нормальное напряжение** σ_x (рис. 2.6), вектор которого направлен так же, как и вектор нормальной силы N_x . Выражения (2.5) и (2.6) определяют **касательные напряжения** τ ; их векторы имеют те же направления, что и, соответственно, ΔQ_y и ΔQ_z . Первый индекс при τ указывает, ка-

кой оси параллельна нормаль к площадке действия рассматриваемого напряжения, второй индекс показывает, какой оси параллельно данное напряжение.

Зависимость между полным напряжением K и его составляющими выражается формулой

$$K = \sqrt{\sigma_x^2 + \tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2}. \quad (2.7)$$

Рассмотрим связь между напряжениями и внутренними силовыми факторами в поперечном сечении бруса.

Составляющие главного вектора и главного момента внутренних сил будут иметь вид:

$$\begin{aligned} N_x &= \int_A \sigma_x dA; & Q_y &= \int_A \tau_{xy} dA; & Q_z &= \int_A \tau_{xz} dA; \\ M_x &= M_h = \int_A (\tau_{xz}y - \tau_{xy}z) dA; & M_y &= \int_A \sigma_x z dA; \\ M_z &= \int_A \sigma_x y dA. \end{aligned} \quad (2.8)$$

2.2. РАСТЯЖЕНИЕ И СЖАТИЕ

2.2.1. Определение нормальной силы

Центральное растяжение (сжатие) — одно из наиболее простых видов нагружения. Методом сечений в поперечном сечении бруса обнаруживается только один внутренний силовой фактор — нормальная сила. Ее вектор перпендикулярен к поперечному сечению и направлен вдоль продольной оси бруса. Брус, работающий на растяжение-сжатие, принято называть **стержнем**.

Согласно методу сечений величина и направление продольной силы определяются из уравнения равновесия, составленного для отсеченной части бруса:

$$N_x = \Sigma F_{xi}. \quad (2.9)$$

Таким образом, **продольная (нормальная) сила в произвольном сечении бруса численно равна алгебраической сумме проекций на продольную ось всех внешних (активных и реактивных) сил, приложенных к отсеченной части.**

В общем случае

$$N_x = \Sigma_i F_{xi} + \int_l q(x) dx, \quad (2.10)$$

где $q(x)$ — интенсивность нагрузки, распределенной вдоль оси бруса на участке от 0 до x .

Продольная сила N_x считается положительной, если она вызывает растяжение, т. е. направлена от сечения. В поперечном сечении бруса она является равнодействующей внутренних нормальных сил, возникающих в этом сечении.

График функции $N_x = f(x)$ называется *эпюрой нормальных сил*. Из выражения (2.10) следует, что

$$q(x) = \frac{dN(x)}{dx}, \quad (2.11)$$

т. е. *интенсивность распределенной нагрузки в каждом сечении равна по величине и знаку тангенсу угла наклона касательной к эпюре N_x в соответствующей рассматриваемому сечению точке эпюры.*

2.2.2. Нормальные напряжения и деформации

При растяжении (сжатии) бруса в поперечных сечениях возникают только нормальные напряжения. Чтобы задача определения σ по известным N и A имела единственное решение, необходимо установить закон распределения $\sigma(x)$ по сечению. Для этого используется гипотеза плоских сечений (гипотеза Бернулли): *сечения бруса, плоские и нормальные к его оси до деформации, остаются плоскими и нормальными к его оси и при деформации. Поперечные сечения лишь перемещаются вдоль оси, оставаясь параллельными друг другу.*

Допустим, брус состоит из бесконечно большого числа продольных волокон. Из гипотезы Бернулли следует, что все волокна деформируются одинаково. Поскольку, согласно закону Гука, равным деформациям соответствуют равные напряжения, то при растяжении (сжатии) бруса нормальные напряжения равномерно распределяются по поперечному сечению, т. е. $\sigma(x) = \text{const}$.

Как известно, $N(x) = \int_A \sigma(x) dA$. Так как $\sigma(x) = \text{const}$, то

$$N(x) = \sigma(x) \int_A dA = \sigma(x)A. \text{ Отсюда}$$

$$\sigma(x) = N(x)/A. \quad (2.12)$$

Положительными считаются направления N_x , соответствующие растяжению.

В сечениях бруса, примыкающих к месту приложения внешних сил и к закреплениям, распределение напряжений зависит от способа приложения нагрузки и может быть неравномерным. Поэтому гипотеза плоских сечений в этих местах неверна.

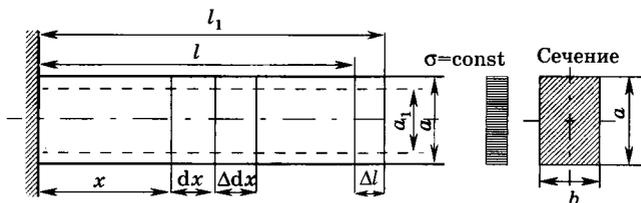


Рис. 2.7

Рассмотрим однородное напряженное состояние бруса, когда напряжения σ не изменяются по длине (рис. 2.7).

Изменение линейных размеров $\Delta l = l_1 - l$ называется **абсолютным удлинением**; отношение $\frac{\Delta l}{l} = \varepsilon$ — **относительным удлинением или линейной деформацией**.

В случае неоднородного напряженного состояния линейная деформация определяется выражением $\varepsilon = \frac{\Delta(dx)}{dx}$, где $\Delta(dx)$ — приращение отрезка dx .

Между линейными деформациями $\varepsilon(x)$ и вызывающими их напряжениями $\sigma(x)$ существует связь, обусловленная упругими свойствами материала. Эта связь определяется законом Гука:

$$\sigma = E\varepsilon(x), \quad (2.13)$$

где E — модуль упругости материала.

Рассмотрим выражение $\Delta(dx) = \varepsilon dx$. Согласно (2.13) получим $\Delta(dx) = \frac{\sigma}{E} dx$, поскольку $\sigma = \frac{N}{A}$; $\Delta(dx) = \frac{N dx}{EA}$.

Отсюда изменение длины всего бруса

$$\Delta l = \int_l \Delta(dx) = \int_l \frac{N dx}{EA}. \quad (2.14)$$

Произведение EA называется **жесткостью бруса** при растяжении (сжатии).

Если законы изменения N и A различны для отдельных участков бруса, то

$$\Delta l = \sum_i \int_{l_i} \frac{N_i}{EA_i} dx, \quad (2.15)$$

где i — число участков.

В частном случае, когда N и A постоянны по длине бруса, получаем формулу Гука в виде

$$\Delta l = \frac{Nl}{EA}. \quad (2.16)$$

Итак, перемещение i -го сечения с координатой x относительно неподвижного сечения

$$\delta_i = \Delta l(x) = \int_0^x \frac{N(x)}{EA(x)} dx. \quad (2.17)$$

Аналогично можно записать

$$\delta_i = \int_0^x \varepsilon(x) dx + \delta_0, \quad (2.18)$$

где δ_0 — перемещение начального сечения относительно заделки.

Пусть сечение бруса (см. рис. 2.7) имеет форму прямоугольника со сторонами a и b , тогда при растяжении бруса периметр его уменьшится. Величина $\varepsilon_1 = \frac{a - a_1}{a} = \frac{b - b_1}{b}$ характеризует относительное изменение периметра поперечного сечения и называется **поперечной деформацией**. Если сечение круглое, то $\varepsilon_1 = \frac{\Delta d}{d}$. Отношение поперечной деформации к линейной величине постоянно для данного материала и называется **коэффициентом Пуассона**:

$$\mu = \varepsilon_1 / \varepsilon = \text{const}. \quad (2.19)$$

Для стали и большинства металлических материалов $\mu = 0,3$. В общем случае $0 \leq \mu \leq 0,5$.

2.2.3. Напряженное состояние бруса при растяжении

Напряженное состояние в точке характеризуется совокупностью нормальных σ_α и касательных τ_α напряжений, возникающих на произвольно расположенных площадях.

Пусть брус нагружен осевой силой F (рис. 2.8, а). Определим усилие и напряжение в наклонном сечении.

Рассечем брус наклонной плоскостью под углом α к нормальному сечению и рассмотрим равновесие отсеченной части (рис. 2.8, б):

$$\Sigma x = 0; -F + R = 0; R = F,$$

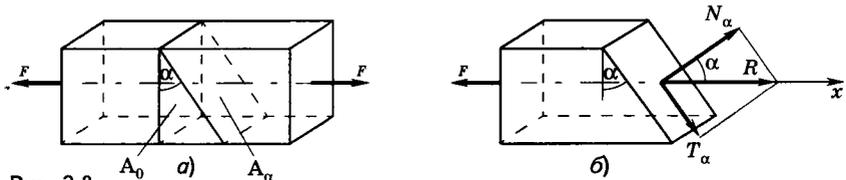


Рис. 2.8

где R — равнодействующая внутренних сил в наклонной плоскости, A_0 — площадь поперечного сечения, A_α — площадь сечения, наклоненного под углом α .

Разложив R по двум направлениям, получим

$$F = R = \sqrt{N_\alpha^2 + T_\alpha^2},$$

где $N_\alpha = R \cos \alpha = F \cos \alpha$; $T_\alpha = R \sin \alpha = F \sin \alpha$.

Так как $A_\alpha = A_0 / \cos \alpha$, то нормальное σ_α и касательное τ_α напряжения в наклонном сечении определяются соответственно по формулам:

$$\begin{aligned} \sigma_\alpha &= \frac{N_\alpha}{A_\alpha} = \frac{F \cos^2 \alpha}{A_0} = \sigma_0 \cos^2 \alpha, \\ \tau_\alpha &= \frac{T_\alpha}{A_\alpha} = \frac{F \sin \alpha \cos \alpha}{A_0} = \frac{\sigma_0}{2} \sin 2\alpha, \end{aligned} \quad (2.20)$$

где σ_0 — нормальные напряжения в нормальном сечении.

Проанализируем выражения (2.20).

1. В наклонных сечениях действуют нормальные и касательные напряжения.

2. Если $\alpha = 0$, то $\sigma_{\alpha=0} = \sigma_0 = \sigma_{\max}$; $\tau_\alpha = 0$, т. е. в нормальном сечении нормальные напряжения принимают максимальные значения, касательные равны нулю.

3. Если $\alpha = 90^\circ$, то $\sigma_{\alpha=90^\circ} = \tau_{\alpha=90^\circ} = 0$, т. е. в продольных сечениях нормальные и касательные напряжения отсутствуют.

4. Если $\alpha = 45^\circ$, то $\tau_{\alpha=45^\circ} = \tau_{\max} = \sigma_0 / 2$, т. е. на площадках, наклоненных к оси под углом 45° , касательные напряжения принимают максимальные значения.

Сформулируем закон суммы нормальных напряжений:

$$\begin{aligned} \sigma_\alpha &= \sigma_0 \cos^2 \alpha; \\ \sigma_{\alpha+90^\circ} &= \sigma_0 \cos^2 (\alpha + 90^\circ) = \sigma_0 \sin^2 \alpha. \end{aligned}$$

Тогда

$$\sigma_\alpha + \sigma_{\alpha+90^\circ} = \sigma_0 = \text{const}. \quad (2.21)$$

Сумма нормальных напряжений, действующих на двух взаимно перпендикулярных площадках, есть величина постоянная, равная нормальному напряжению.

Аналогично устанавливается закон парности касательных напряжений:

$$\begin{aligned} \tau_\alpha &= \frac{\sigma_0}{2} \sin 2\alpha; \\ \tau_{\alpha+90^\circ} &= \frac{\sigma_0}{2} \sin 2(\alpha + 90^\circ) = -\frac{\sigma_0}{2} \sin 2\alpha; \\ |\tau_\alpha| &= |\tau_{\alpha+90^\circ}|. \end{aligned} \quad (2.22)$$

Касательные напряжения, действующие на двух взаимно перпендикулярных площадках, равны по абсолютной величине и противоположно направлены.

2.2.4. Механические свойства материалов. Экспериментальные исследования при растяжении (сжатии)

Испытание материалов на растяжение (сжатие) осуществляется с целью определения механических характеристик следующих свойств материала: упругости, пластичности, прочности и твердости. Характеристиками упругости являются предел упругости и модуль упругости; характеристиками пластичности — предел текучести и относительное остаточное удлинение; характеристикой прочности является предел прочности. Механические свойства материалов определяются в лабораториях механических испытаний на разрывных машинах по образцам, изготовленным из исследуемого материала. *Графическое представление зависимости между действующей силой F и удлинением Δl называется диаграммой растяжения или сжатия образца $\Delta l = f(F)$.* Поскольку исследуется не конкретный образец, а материал, то принято по результатам испытаний ряда образцов строить диаграмму материала в относительных величинах. С этой целью усилия F относят к первоначальной площади A_0 , а абсолютное удлинение Δl — к первоначальной длине образца l_0 . Получается диаграмма материала $\sigma = f(\epsilon)$.

Пластичные материалы разрушаются при больших остаточных деформациях. К таким материалам можно отнести, например, мягкую углеродистую сталь, медь, алюминий. Хрупкие материалы разрушаются при малых остаточных деформациях. К хрупким материалам можно отнести закаленную сталь, чугун, стекло, бетон, камень и др. Хрупкие материалы разрушаются, главным образом, в результате нарушения сопротивления отрыву частиц, пластичные материалы — вследствие нарушения сопротивления сдвигу. В ряде случаев хрупкие материалы могут находиться в пластичном состоянии и наоборот.

Диаграмма растяжения малоуглеродистой стали (пластичного материала) показана на рис. 2.9. Рассмотрим характерные точки и участки диаграммы. Точка 1 — конец прямолинейно-

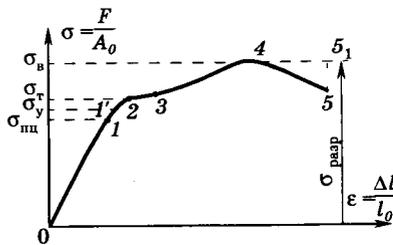


Рис. 2.9

го участка, участок 0—1 называется **участком прямолинейной зависимости** между нормальным напряжением и относительным удлинением, что отражает закон Гука $\sigma = E\varepsilon$. Точка 1 соответствует пределу пропорциональности: $\sigma_{\text{пц}} = F_{\text{пц}}/A_0$, где $F_{\text{пц}}$ — нагрузка, соответствующая пределу пропорциональности, E — модуль упругости материала. Несколько выше точки 1 находится точка 1', соответствующая пределу упругости σ'_y , т. е. наибольшему напряжению, при котором в материале еще нет остаточных деформаций: $\sigma_y = F_y/A_0$, где F_y — нагрузка, соответствующая пределу упругости.

Относительная деформация, соответствующая пределу упругости (весьма близкая к пределу пропорциональности), для малоуглеродистой стали примерно достигает 0,1%.

За точкой 1' возникают заметные остаточные деформации. В точке 2 диаграммы материал переходит в область пластичности — наступает явление текучести материала. Участок 2—3 параллелен оси абсцисс (площадка текучести). Для данной площадки характерен рост деформации при постоянном напряжении. Напряжение, соответствующее участку 2—3, называется **пределом текучести**:

$$\sigma_T = F_T/A_0,$$

где F_T — усилие, соответствующее пределу текучести.

От точки 3 до точки 4 наблюдается упрочение материала. В районе точки 4 происходит местное сужение образца — появляется так называемая «шейка». Отношение $\sigma_B = F_{\text{max}}/A_0$ называется **пределом прочности**.

Участку 4—5 соответствует быстрое уменьшение сечения образца в зоне «шейки». В точке 5 происходит разрыв образца при разрушающей нагрузке $F_{\text{разр}}$.

Если разрушившийся образец сложить и определить его длину после разрушения, то можно определить остаточное удлинение образца (остаточную деформацию)

$$\delta = (l_1 - l_0)/l_0 \cdot 100\%,$$

где l_1 — длина рабочей части образца после разрушения; l_0 — длина рабочей части образца.

Условно материал считается пластичным, если $\delta \geq 5\%$, и хрупким, если $\delta < 5\%$.

При механических испытаниях материала также определяется модуль упругости по участку прямой пропорциональной зависимости диаграммы. Таким образом, в результате механических испытаний материалов получают механические характеристики $\sigma_{\text{пц}}$, σ_y , σ_T , σ_B , δ , E .

Большинство материалов не имеет явно выраженной площадки текучести, поэтому определяют технический предел текучести по величине остаточной деформации. Техническим пределом текучести принято считать такое напряжение, при котором остаточная деформация $\delta = 0,2\%$, или когда $\Delta l_{\text{ост}} = 0,002l_0$. Предел текучести при растяжении обозначается $\sigma_{0,2}$, а предел текучести при сжатии $\sigma_{-0,2}$.

2.2.5. Расчет на прочность. Запас прочности. Допускаемые напряжения

Расчет на прочность и жесткость осуществляется двумя методами: методом допускаемых напряжений, деформаций и методом допускаемых нагрузок.

Напряжения, при которых образец из данного материала разрушается или при которых развиваются значительные пластические деформации, называются предельными. Эти напряжения зависят от свойств материала и вида деформации.

Напряжение, величина которого регламентируется техническими условиями, называется допускаемым.

Допускаемые напряжения устанавливаются с учетом материала конструкции и изменчивости его механических свойств в процессе эксплуатации, степени ответственности конструкции, точности задания нагрузок, срока службы конструкции, точности расчетов на статическую и динамическую прочность.

Для пластичных материалов допускаемые напряжения $[\sigma]$ выбирают так, чтобы при любых неточностях расчета или непредвиденных условиях эксплуатации в материале не возникло остаточных деформаций, т. е.

$$[\sigma] = \sigma_{0,2} / [n]_T. \quad (2.23)$$

Здесь $[n]_T$ — коэффициент запаса прочности по отношению к σ_T .

Для хрупких материалов допускаемые напряжения назначаются из условия, что материал не разрушится. В этом случае

$$[\sigma] = \sigma_B / [n]_B.$$

Таким образом, коэффициент запаса прочности $[n]$ имеет сложную структуру и предназначен для гарантии прочности конструкции от любых случайностей и неточностей, возникающих при проектировании и эксплуатации конструкции.

Допускаемой называется нагрузка, которая не может превзойти внутренние усилия, возникающие в наиболее опасных сечениях конструкции в процессе ее эксплуатации:

$$[F] = F_{\text{разр}} / [n],$$

где $F_{\text{разр}}$ — разрушающая нагрузка, полученная в результате расчетов или экспериментов с учетом опыта изготовления и эксплуатации; $[n]$ — коэффициент запаса прочности.

При расчете по допускаемым напряжениям условия прочности имеют вид $\sigma_{\text{max}} \leq [\sigma]$.

В дальнейшем будем использовать метод допускаемых напряжений (деформаций), принятый в общем машиностроении.

Условие прочности по допускаемым напряжениям имеет вид

$$\sigma_{i \text{ max}} \leq [\sigma],$$

где $\sigma_{i \text{ max}}$ — действующее в данном сечении напряжение.

Условия жесткости

$$\delta_{i \text{ max}} \leq [\delta]; \varepsilon_{i \text{ max}} \leq [\varepsilon],$$

где $[\delta]$ и $[\varepsilon]$ — соответственно допускаемые значения перемещений и деформаций.

Различают следующие типы расчетов на прочность:

► *проектировочный*, при котором по заданным нагрузкам $N_{i \text{ max}}$ и известным характеристикам материала $[\sigma]$ определяют размеры детали. Например, для стержня площадь поперечного сечения находится из условия $A \geq \frac{N_{i \text{ max}}}{[\sigma]}$;

► *проверочный*, который используют для оценки прочности реальной конструкции. В этом случае при известных размерах конструкции и заданных нагрузках определяют максимальные напряжения σ_{max} и сравнивают их с допускаемыми $[\sigma]$. Напри-

мер, для стержня $\sigma_{\text{max}} = \frac{N_{\text{max}}}{A} \leq [\sigma]$.

Фактический запас прочности определяется отношением

$$n = \sigma_{\text{пред}} / \sigma_{\text{max}} \geq [n],$$

где $\sigma_{\text{пред}} = \sigma_{\text{T}}$ и $\sigma_{\text{пред}} = \sigma_{\text{в}}$ — предельные напряжения соответственно для пластичных и хрупких материалов.

2.2.6. Работа внешних сил и потенциальная энергия деформации при растяжении (сжатии)

Работой деформации или работой внешних сил называется работа, совершаемая внешними силами при деформации тела. Работа внешних сил совершается на перемещениях, которые получают точки приложения сил к телу в результате деформации. Если деформации тела совершенно упруги, то после снятия нагрузки затраченная энергия возвращается телом в виде механической энергии.

Потенциальной энергией деформации (ПЭД) называется энергия, которая накапливается в деформированном объеме в процессе наложения системы нагрузок.

Рассмотрим ПЭД в пределах закона Гука. В области упругих деформаций можно считать, что работа внешних сил A полностью переходит в потенциальную энергию деформации U . В случае одноосного растяжения прямого бруса при статическом нагружении работу внешних сил A можно вычислить согласно теореме Клапейрона по участку упругости диаграммы растяжения (рис. 2.10) как площадь, ограниченную этим участком:

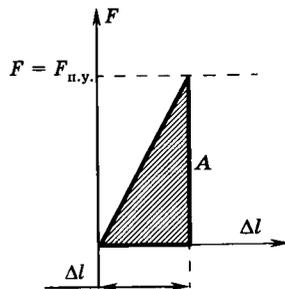


Рис. 2.10

$$A = \frac{1}{2} F \Delta l.$$

Для однородного стержня $N = F$, тогда $A = \frac{1}{2} N \Delta l$. Поскольку по закону Гука $\Delta l = Nl/(EA)$, то

$$A = \frac{1}{2} \frac{N^2 l}{EA}.$$

В общем случае

$$A = \int_0^l \frac{N^2 dx}{2EA}.$$

Пренебрегая рассеянием энергии, считают, что

$$|U| = |A| = \frac{1}{2} \frac{N^2 l}{EA}.$$

Удельная потенциальная энергия деформации $u = U/V$, где V — объем бруса. Тогда

$$u = \frac{U}{Al} = \frac{1}{2} \frac{N^2 l}{EAA l} = \frac{\sigma^2}{2E}.$$

Потенциальная энергия широко применяется в расчетной практике.

2.3. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОПЕРЕЧНЫХ СЕЧЕНИЙ

2.3.1. Статические моменты

При расчете стержней на растяжение используют геометрическую характеристику сечения как площадь. При решении задач, связанных с изгибом и кручением, требуется знание неко-

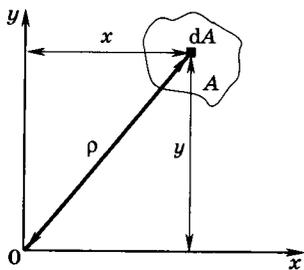


Рис. 2.11

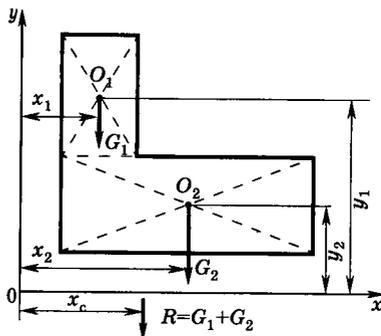


Рис. 2.12

торых других геометрических характеристик сечений, к которым относятся статические моменты и моменты инерции.

Определим статические моменты сечения относительно ортогональных осей Ox и Oy . Положение элементарной площади dA определяется координатами x и y (рис. 2.11). Произведения $x dA$ и $y dA$ могут служить для оценки расположения элементарной площади dA относительно осей x и y .

Интегралы произведений площадей элементарных площадок dA на расстояния их центров тяжести от осей Ox и Oy называются **статическими моментами** сечения относительно этих осей и обозначаются соответственно S_x и S_y :

$$S_x = \int_A y dA; S_y = \int_A x dA. \quad (2.24)$$

В зависимости от расположения сечения относительно осей координат статические моменты могут быть положительными, отрицательными и равными нулю. Любая ось, проходящая через центр тяжести сечения, называется *центральной*. Статический момент относительно центральной оси равен нулю. Статические моменты служат для определения положения центра тяжести сечения.

2.3.2. Центр тяжести сечения

Пусть геометрическое тело постоянной толщины имеет вид, показанный на рис. 2.12. Требуется определить положение центра тяжести этого тела относительно осей Ox и Oy . Разобьем данное тело на две призмы. Найдем положения их центров тяжести, полагая, что вес каждого элемента G_1 и G_2 . Составим равенство моментов G_1 и G_2 и их равнодействующей R относительно точки O :

$$R x_c = G_1 x_1 + G_2 x_2,$$

а так как $R = G_1 + G_2$, то

$$x_c = \frac{G_1 x_1 + G_2 x_2}{G_1 + G_2}, \quad (2.25)$$

где x_c — расстояние от центра тяжести тела до оси Oy ; x_1 и x_2 — расстояния от центров тяжести элементов до оси Oy .

Подставив значения $G_1 = A_1 \delta \gamma$; $G_2 = A_2 \delta \gamma$ в (2.25), получим

$$x_c = \frac{A_1 x_1 + A_2 x_2}{A_1 + A_2}, \quad (2.26)$$

где δ — толщина тела; γ — удельный вес.

Если мысленно повернуть тело на 90° и составить уравнения моментов, получим расстояние от центра тяжести всего тела до оси Ox :

$$y_c = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2}{A_1 + A_2}, \quad (2.27)$$

где y_1 и y_2 — расстояния от центра тяжести элементов до оси Ox .

Поскольку $A_1 y_1 + A_2 y_2 = S_x$; $A_1 x_1 + A_2 x_2 = S_y$; $A_1 + A_2 = A$, то координаты центра тяжести сечения определяются выражениями

$$x_c = S_y/A; \quad y_c = S_x/A. \quad (2.28)$$

Если сечения разбить более чем на два элемента, формулы (2.26) и (2.27) примут вид

$$\begin{aligned} x_c &= \frac{A_1 x_1 + A_2 x_2 + A_3 x_3 + \dots}{A_1 + A_2 + A_3 + \dots}; \\ y_c &= \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2 + A_3 y_3 + \dots}{A_1 + A_2 + A_3 + \dots}. \end{aligned} \quad (2.29)$$

По формулам (2.28) или (2.29) определяется положение центра тяжести плоских сечений, при этом оси Ox и Oy целесообразно проводить по краям сечения.

2.3.3. Моменты инерции

Осевыми моментами инерции сечения относительно ортогональных осей Ox и Oy называются интегралы вида

$$J_x = \int_A y^2 dA; \quad J_y = \int_A x^2 dA. \quad (2.30)$$

Осевые моменты инерции всегда положительны.

Центробежным моментом инерции сечения относительно ортогональных осей xOy называется интеграл вида

$$J_{xy} = \int_A xy dA. \quad (2.31)$$

Центробежный момент J_{xy} может быть положительным, отрицательным или равным нулю.

Положение элементарной площадки dA можно определить в полярной системе координат с помощью радиуса-вектора ρ и полярного угла (см. рис. 2.11). Полярным моментом инерции сечения называется интеграл вида

$$J_p = \int_A \rho^2 dA. \quad (2.32)$$

Поскольку $\rho^2 = x^2 + y^2$, то полярный момент инерции равен сумме двух осевых моментов инерции относительно ортогональной системы координат, имеющее начало в полюсе:

$$J_p = \int_A \rho^2 dA = \int_A (x^2 + y^2) dA = J_y + J_x = \text{const.}$$

Допустим, известны моменты инерции сечения относительно центральных осей x и y (рис. 2.13). Требуется найти моменты инерции относительно параллельных осей x_1 и y_1 . По определению,

$$\begin{aligned} J_{x_1} &= \int_A y_1^2 dA = \int_A (y + b)^2 dA = \\ &= \int_A y^2 dA + 2b \int_A y dA + b^2 \int_A dA. \end{aligned}$$

Поскольку $\int_A y dA = 0$ как статический момент относительно центральной оси x , то

$$J_{x_1} = J_x + Ab^2, \quad (2.33)$$

где J_x — момент инерции относительно центральной оси x ; b — расстояние между параллельными осями x и x_1 .

Аналогично

$$J_{y_1} = J_y + Aa^2; \quad (2.34)$$

$$J_{x_1 y_1} = \int_A x_1 y_1 dA = J_{xy} + Aab. \quad (2.35)$$

Заметим, что формулы (2.33)–(2.35) справедливы, когда оси x и y центральные.

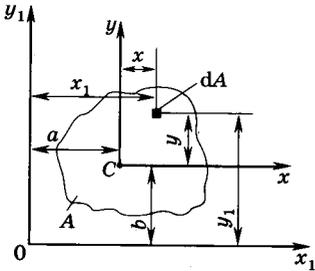


Рис. 2.13

Пусть известны моменты инерции относительно осей x и y . Требуется определить моменты инерции относительно осей u и v , повернутых на угол α по отношению к осям x и y (рис. 2.14).

Установив связь между координатами x, y и u, v :

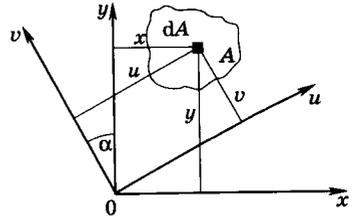


Рис. 2.14

$$u = x \cos \alpha + y \sin \alpha; \quad v = y \cos \alpha - x \sin \alpha, \quad (2.36)$$

можем записать:

$$\begin{aligned} J_u &= \int_A v^2 dA = \int_A (y \cos \alpha - x \sin \alpha)^2 dA = \\ &= J_x \cos^2 \alpha + J_y \sin^2 \alpha - J_{xy} \sin 2\alpha. \end{aligned} \quad (2.37)$$

Аналогично

$$J_v = J_x \sin^2 \alpha + J_y \cos^2 \alpha + J_{xy} \sin 2\alpha; \quad (2.38)$$

$$J_{uv} = \frac{J_x - J_y}{2} \sin 2\alpha + J_{xy} \cos 2\alpha. \quad (2.39)$$

Формулы (2.37)—(2.39) позволяют непосредственно вычислить моменты инерции относительно осей, повернутых на угол α относительно осей с заданными моментами инерции. Складывая почленно (2.37) и (2.38), получим

$$J_x + J_y = J_u + J_v = \text{const.} \quad (2.40)$$

Выражение (2.40) показывает свойство инвариантности осевых моментов инерции: *сумма осевых моментов инерции не изменяется при повороте осей координат*. Это свойство можно использовать для проверки правильности вычисления J_u и J_v по известным J_x и J_y .

Оси, относительно которых осевые моменты инерции принимают экстремальные значения, а центробежный момент равен нулю, называются главными. Осевые моменты инерции относительно главных осей называются главными моментами инерции. Из (2.40) следует, что если осевой момент инерции относительно одной оси принимает максимальное значение, то момент инерции относительно оси, перпендикулярной данной, принимает минимальное значение.

Экстремальные значения осевых моментов инерции и значение угла поворота осей α_0 , при котором они достигаются, определяются из условий $dJ_u/d\alpha = 0$ и $dJ_v/d\alpha = 0$. Достаточно воспользоваться одним из этих условий:

$$dJ_u/d\alpha = (J_y - J_x) \sin 2\alpha - 2J_{xy} \cos 2\alpha. \quad (2.41)$$

Приравнявая выражение (2.41) нулю и полагая $\alpha = \alpha_0$, получим

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = \frac{2J_{xy}}{J_y - J_x}. \quad (2.42)$$

Подставляя полученное значение $\alpha = \alpha_0$ из (2.42) в (2.37) и (2.38), имеем экстремальные значения для J_u и J_v :

$$J_{\max}^{\min} = \frac{J_x + J_y}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(J_y - J_x)^2 + 4J_{xy}^2}. \quad (2.43)$$

Подставляя значение α_0 в (2.39), получим $J_{xy}(\alpha = \alpha_0) = 0$. Для симметричного сечения $J_{xy} = \int_{A_1} xy dA + \int_{A_2} xy dA$, где $A_1 = A_2$ — площади сечения, расположенные по обе стороны от оси симметрии. Поскольку для площадок dA слева и справа от оси симметрии произведения координат различаются лишь знаком, то $\int_{A_1} xy dA = -\int_{A_2} xy dA$, откуда $J_{xy} = 0$.

Момент инерции прямоугольника (рис. 2.15) относительно главных центральных осей z и y

$$J_z = \int_A y^2 dA = \int_{-h/2}^{h/2} y^2 b dy = \frac{bh^3}{12}.$$

Аналогично $J_y = \frac{bh^3}{12}$.

Момент инерции треугольника (рис. 2.16)

$$J_{z_1} = \int_A y^2 dA = \int_0^h y^2 b_y dy.$$

Так как $\frac{b}{b_y} = \frac{h}{h-y}$, то $b_y = \frac{b}{h}(h-y)$, тогда $J_{z_1} = \frac{bh^3}{12}$.

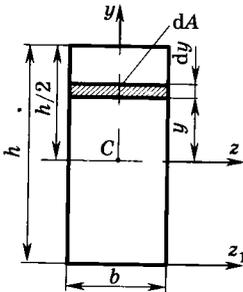


Рис. 2.15

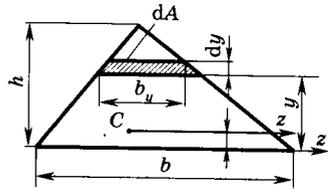


Рис. 2.16

В соответствии с (2.33) получим

$$J_z = J_{z_1} - A \left(\frac{h}{3}\right)^2 = \frac{bh^3}{36}.$$

Полярный момент инерции круга
(рис. 2.17)

$$J_p = \int_A \rho^2 dA = \int_0^R \rho^2 2\pi\rho d\rho = \frac{\pi R^4}{2}$$

$$\text{или } J_p = \frac{\pi d^4}{32}.$$

Поскольку $J_p = J_z + J_y$, то для круга осевой момент инерции

$$J_z = J_y = \frac{\pi d^4}{64}.$$

Осевой момент инерции кольца

$$J_z = \frac{\pi}{64} (d^4 - d_0^4),$$

где d — наружный диаметр кольца; d_0 — внутренний диаметр кольца.

Обозначив $c = d_0/d$, получим

$$J_z = \frac{\pi d^4}{64} (1 - c^4).$$

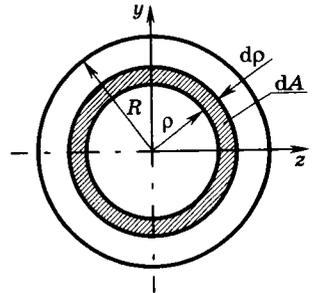


Рис. 2.17

2.4. СДВИГ И КРУЧЕНИЕ

2.4.1. Сдвиг

Сдвиг — это тип простой деформации бруса, при которой в его поперечных сечениях из внутренних силовых факторов действуют только силы в плоскости сечения. Эти силы называются **поперечными (сдвигающими)**. Они вызывают касательные напряжения или напряжения сдвига.

В процессе растяжения бруса из малоуглеродистой стали в области пластических деформаций наблюдаются деформации сдвига, обусловленные скольжением одних частей материала по другим. В чистом виде осуществить сдвиг внешними воздействиями затруднительно, так как он часто сопровождается изгибом и другими деформациями.

Явление сдвига можно наблюдать при перерезании полосы ножницами (рис. 2.18, а). Из рисунка следует, что сдвиг одной части относительно другой возникает в том случае, когда пле-

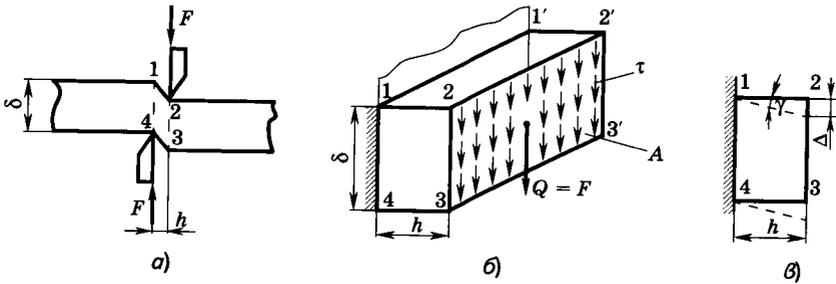


Рис. 2.18

что h мало. При большом плече h сдвиг сопровождается изгибом. При увеличении сил F деформация сдвига завершается перерезыванием полосы. Закрепим полосу плоскостью по линии 1—4 и рассмотрим сдвигаемый элемент в виде, показанном на рис. 2.18, б.

Действие отброшенной правой части на левую представим сдвигающими усилиями, равнодействующая которых приводится к поперечной силе Q , равной по величине внешней силе F .

В сечении возникают касательные напряжения τ . Суммируя их по всей площади A , получаем поперечную силу

$$Q = \int_A \tau dA. \quad (2.44)$$

Если известен закон распределения касательных напряжений, то из выражения (2.44) можно найти величину касательных напряжений в любой точке сечения.

Распределение касательных напряжений по сечению неравномерное, однако для небольших толщин δ его можно считать равномерным, и тогда

$$\tau = \frac{Q}{A}. \quad (2.45)$$

По формуле (2.45) вычисляются касательные напряжения при сдвиге. Вообще говоря, в заделке возникают и нормальные напряжения от изгиба, которыми мы пренебрегаем ввиду их малости.

При воздействии силы F плоскость 2'2'3'3' (см. рис. 2.18, б) перемещается вертикально относительно заделки на величину Δ (рис. 2.18, в), называемую **абсолютным сдвигом**. Считается, что плоскость 2'2'3'3' остается плоской, а продольные волокна — прямыми, поворачиваясь относительно начального положения на угол γ , называемый **относительным сдвигом**:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\Delta}{h} \cong \gamma. \quad (2.46)$$

Пренебрегая малыми величинами, можно считать, что при сдвиге объем не изменяется, а происходит лишь изменение формы: прямоугольник 1234 превращается в параллелограмм. Угол сдвига определяет изменение формы — искажение углов первоначального параллелепипеда.

Аналогично закону Гука при растяжении в пределах упругости касательное напряжение при сдвиге τ прямо пропорционально относительному сдвигу γ :

$$\tau = G\gamma. \quad (2.47)$$

Существует зависимость между модулем упругости при сдвиге G и модулем упругости при растяжении E :

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}; \quad (2.48)$$

где μ — коэффициент Пуассона.

Для стали $G \cong 0,4E$, т. е. сопротивление сдвигу почти в два раза слабее, чем растяжению.

Подставив соотношения $\tau = \frac{Q}{A}$ и $\gamma = \frac{\Delta}{h}$ в (2.47), получим

$$\Delta = \frac{Qh}{GA}. \quad (2.49)$$

Формула (2.49) внешне аналогична формуле закона Гука при растяжении, но она приближенная, так как в действительности τ переменна по высоте сечения, что ощущается при значительных толщинах δ .

Работа поперечной силы A или работа внутренних сил упругости при сдвиге вычисляется аналогично растяжению:

$$A = \frac{Q\Delta}{2}. \quad (2.50)$$

Формула (2.50) выражает потенциальную энергию деформации при сдвиге $U = W$. Вводя в (2.50) соотношение (2.49), получим

$$W = U = \frac{Q^2 h}{2GA}. \quad (2.51)$$

Удельная потенциальная энергия деформации при сдвиге

$$u = \frac{U}{V} = \frac{\tau^2}{2G}. \quad (2.52)$$

Чистым сдвигом называется такой случай плоского напряженного состояния, при котором в окрестности данной точки можно выделить элементарный параллелепипед с боковыми гранями, находящимися под действием одних лишь касательных напряжений (рис. 2.19).

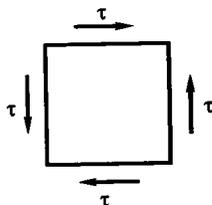


Рис. 2.19

Условие прочности при сдвиге имеет вид

$$\tau \leq [\tau], \quad (2.53)$$

где $[\tau]$ — допустимое касательное напряжение при сдвиге, $[\tau] \cong (0,55 \dots 0,65)[\sigma]$.

Выражение (2.53) можно представить в виде $\frac{Q}{A} \leq [\tau]$.

Расчету на прочность при сдвиге подлежат болты, заклепки, проушины, сварные швы и иные виды соединений, работающих на сдвиг (срез).

2.4.2. Кручение

Кручение — деформация бруса, при которой поперечные сечения поворачиваются одно относительно другого вокруг продольной оси бруса. При кручении в поперечных сечениях бруса методом сечений обнаруживается только один внутренний силовой фактор — крутящий момент M_x (другое обозначение — M_k). Брус, работающий на кручение, называется *валом*.

Различают брусья: а) круглого сечения; б) некруглого сечения; в) тонкостенного сечения (открытого и замкнутого контура). Гипотеза плоских сечений справедлива только для брусьев круглого сечения. Некруглые сечения претерпевают деформацию, и расчет для них приводится методами теории упругости. Для тонкостенных брусьев, независимо от очертаний сечения, можно ввести ряд упрощений, позволяющих получить решение методами сопоставления материалов.

Крутящий момент в произвольном сечении бруса определяется методом сечения как алгебраическая сумма внешних активных и реактивных моментов, приложенных к отсеченной части:

$$M_k = \int_0^x m(x) dx + \sum_{i=1}^n M_i, \quad (2.54)$$

где M_i — сосредоточенные моменты; $m(x)$ — интенсивность распределенного момента.

Знак M_k не имеет физического смысла. Принято считать крутящий момент положительным, если для наблюдателя, находящегося со стороны внешней нормали к сечению, он направлен против часовой стрелки.

Из формулы (2.54) можно получить дифференциальную зависимость между распределенной нагрузкой $m(x)$ и крутящим моментом M_k :

$$m(x) = \frac{dM_k}{dx}. \quad (2.55)$$

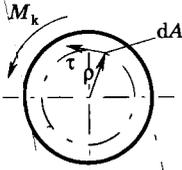


Рис. 2.20

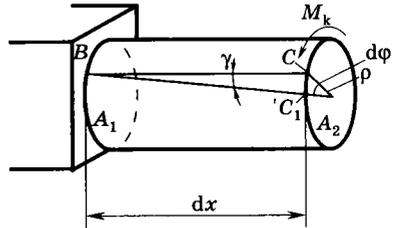


Рис. 2.21

Распределение крутящего момента по длине бруса изображается в виде эпюры. Выражение (2.55) используют при построении эпюры $M_k(x)$.

Рассмотрим кручение бруса круглого поперечного сечения. Крутящий момент M_k является результирующим моментом внутренних сил τdA относительно оси Ox . Из рис. 2.20 следует, что

$$M_k = \int_A \tau \rho dA, \quad (2.56)$$

где ρ — текущий радиус-вектор.

В любой точке сечения касательные напряжения τ направлены перпендикулярно к концентрическим окружностям, проведенным через эту точку радиусом ρ , и равны во всех точках, равноудаленных от центра сечения.

Для выяснения закона изменения деформации по сечению вырежем из бруса двумя поперечными сечениями элемент длиной dx , условно защемив один из его торцов (рис. 2.21). Согласно принятым допущениям поперечные сечения поворачиваются одно относительно другого как жесткие диски. В результате действия M_k сечение A_2 повернется относительно условно закрепленного сечения A_1 на угол γ . Точка C переместится в положение C_1 . Угол γ между новым положением образующей C_1B и первоначальным CB называется **относительным углом сдвига** или **относительным сдвигом**.

Из рис. 2.21 видно, что $CC_1 = ds = dx\gamma$, но ds также равен $\rho d\phi$, отсюда $dx\gamma = \rho d\phi$ или $\gamma = \rho \frac{d\phi}{dx}$. Обозначим $\theta(x) = \frac{d\phi}{dx}$, где $\theta(x)$ — погонный угол закручивания. Тогда

$$\gamma(x) = \rho \theta(x). \quad (2.57)$$

Это выражение устанавливает связь между погонным углом закручивания $\theta(x)$ и относительным сдвигом $\gamma(x)$. Закон Гука при сдвиге записывается в виде

$$\tau = G\gamma(x), \quad (2.58)$$

где G — модуль сдвига.

Подставив (2.57) в (2.58), получим

$$\tau = G\rho\theta(x). \quad (2.59)$$

Выражение (2.59) определяет закон изменения напряжений по сечению. Поскольку в сечении $G\theta(x) = \text{const}$, то касательные напряжения изменяются пропорционально радиусу $\tau = f(\rho)$. Из (2.59) следует, что на контуре сечения касательные напряжения принимают максимальные значения. Подставляя (2.59) в (2.56), получим $M_k = \int_A G\theta(x)\rho^2 dA$. Поскольку $G\theta(x) = \text{const}$, то

$$M_k = G\theta(x) \int_A \rho^2 dA \text{ или} \\ M_k = G\theta(x)J_p,$$

где $J_p = \int_A \rho^2 dA$ — полярный момент инерции.

Таким образом,

$$\theta(x) = \frac{M_k}{GJ_p}. \quad (2.60)$$

Так как $\theta(x) = \frac{d\varphi}{dx}$, то угол закручивания бруса

$$\varphi = \int_0^l \frac{M_k dx}{GJ_p}. \quad (2.61)$$

Если $M_k(x)$ и J_p различны на разных участках бруса, то в общем случае полный угол закручивания бруса можно определить по формуле

$$\varphi = \sum_{i=1}^n \int_0^{l_i} \frac{M_k^i dx}{GJ_p^i} \quad (2.62)$$

или

$$\varphi = \sum_{i=1}^n \varphi_i, \quad (2.63)$$

где φ_i — угол закручивания на i -м участке; n — число участков.

Полный угол закручивания i -го сечения относительно неподвижного сечения можно записать в виде

$$\varphi_i = \varphi_{i-1} + \int_0^{l_i} \frac{M_k dx}{GJ_p}, \quad (2.64)$$

где l_i — длина i -го участка; φ_{i-1} — угол закручивания $(i-1)$ -го сечения относительно неподвижного сечения; GJ_p — жесткость при кручении.

Подставляя (2.60) в (2.59), получим формулу, определяющую касательные напряжения, действующие в нормальном сечении бруса: $\tau = \frac{M_k \rho}{J_p}$.

Геометрической характеристикой бруса круглого сечения является полярный момент сопротивления кручения:

$$W_p = \frac{J_p}{\rho_{\max}}.$$

Максимальные значения касательных напряжений, возникающих на контуре сечения, т. е. при $\rho_{\max} = R$, можно записать в виде

$$\tau_{\max} = \frac{M_k}{W_p}.$$

Для круглого сечения диаметром d

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32} \approx 0,1d^4; \quad W_p = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3.$$

В поперечном сечении бруса касательные напряжения в каждой точке, расположенной в непосредственной близости от боковой поверхности, всегда направлены параллельно касательной к контуру сечения (рис. 2.22).

Действительно, если касательное напряжение τ в точке M было бы направлено под углом к касательной, то его составляющая τ_n , перпендикулярная к касательной, вызвала бы парное касательное напряжение τ'_n на боковой поверхности бруса, которое в действительности отсутствует. Следовательно, $\tau'_n = \tau_n = 0$ и касательное напряжение в точке, близкой к контуру, направлено по касательной к контуру.

Эпюры касательных напряжений в сечениях сплошного и полого круглых брусьев приведены на рис. 2.23, а, б. Из эпюр видно, что материал, находящийся в районе оси бруса, испытывает незначительные напряжения, поэтому рациональная форма — полое круглое поперечное сечение (см. рис. 2.23, б).

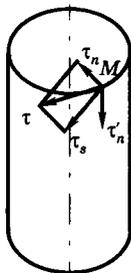


Рис. 2.22

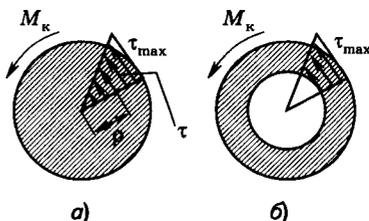


Рис. 2.23

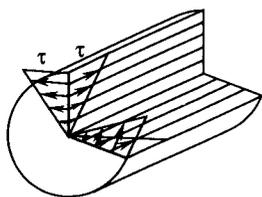


Рис. 2.24

Касательные напряжения в поперечных сечениях бруса направлены в каждой точке сечения перпендикулярно к текущему радиусу ρ . Из условия парности касательных напряжений следует, что точно такие же напряжения возникают и в продольном сечении бруса (рис. 2.24). Продольные волокна при кручении бруса испытывают чистый сдвиг.

Потенциальная энергия деформации при кручении определяется так же, как и при растяжении.

Элементарная энергия, накопленная в элементе бруса длиной dx (см. рис. 2.21), равна работе момента M_k на угле $d\varphi$. При

статическом нагружении $dU = \frac{M_k d\varphi}{2}$. Подставляя в это выраже-

ние $d\varphi = \frac{M_k dx}{GJ_p}$, получаем $dU = \frac{M_k^2 dx}{2GJ_p}$. Отсюда

$$U = \int_0^l \frac{M_k^2 dx}{2GJ_p}.$$

Для кручения некруглых брусьев гипотеза плоских сечений неприменима, так как отдельные точки сечения при деформации неодинаково смещаются вдоль оси бруса и в результате поперечные сечения деформируются. В этих случаях задачу кручения решить методами сопротивления материалов не удается.

Основные формулы для расчета различных типов сечений приведены в табл. 2.1.

Условие прочности при кручении записывается в виде

$$\tau_{\max} \leq [\tau] \quad (2.65)$$

или

$$\frac{M_k}{W_{pk}} \leq [\tau], \quad (2.66)$$

где τ_{\max} — максимальное значение касательных напряжений; $[\tau]$ — допустимое значение касательных напряжений.

Формула (2.66) служит для поверочного расчета, т. е. для случая, где задана геометрия сечения. Из (2.66) следует

$$W_p \geq \frac{M_k}{[\tau]}. \quad (2.67)$$

Формула (2.67) служит для проектировочного расчета, когда по заданным нагрузкам и допускаемому напряжению требуется определить геометрию сечения. Допускаемые напряжения в

случае чистого кручения определяются выражениями: для пластичных материалов $[\tau] = [\tau_T]/[n]_T$; для хрупких материалов $[\tau] = [\tau_B]/[n]_B$. Здесь τ_T — предел текучести при кручении (при сдвиге); τ_B — предел прочности при кручении (при сдвиге); $[n]_T$ и $[n]_B$ — соответствующие запасы прочности.

Таблица 2.1

Сечения	Эпюра касательных напряжений	Момент сопротивления при кручении W_p	Момент инерции при кручении J_p								
Прямоугольное нетонкостенное	<p>$\tau_{\max 2} = \gamma \tau_{\max 1}$</p> <p>$\tau_{\max 2}$</p> <p>$\tau_{\max}$</p> <p>$h$</p> <p>$b$</p> <p>$\tau_{\max 1} = \gamma \tau_{\max 2}$</p>	$\alpha b^2 h$ $\alpha = f_1 \left(\frac{h}{b} \right)$	$\beta b^3 h$ $\beta = f_2 \left(\frac{h}{b} \right)$								
				h/b	1	1,5	2	3	4	10	∞
				α	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,333
				β	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,333
				γ	1,0	0,8	0,8	0,7	0,7	0,7	0,74
Тонкостенное открытого профиля постоянной толщины	<p>M_k</p> <p>$\delta \tau$</p> <p>l</p> <p>M_k</p>	$\frac{1}{3} \delta^2 l$	$\frac{1}{3} \delta^3 l$								
Тонкостенный брус одностороннего сечения	<p>δ_2</p> <p>δ_1</p> <p>h</p> <p>M_k</p> <p>$\delta \tau$</p> <p>δ_1</p> <p>b</p> <p>$\delta_1 > \delta_2$</p>			$2F_k \delta_{\min}$ $F_k = bh$	$\frac{4F_k^2}{\oint \frac{ds}{\delta}}$ $F_k = b \cdot h$ $\oint \frac{ds}{\delta} = \frac{2b}{\delta_1} + \frac{2h}{\delta_2}$						

Примечание. Здесь α и β — крутящие коэффициенты.

Для традиционных конструкционных материалов обычно принимают $\tau_T = (0,55 \dots 0,65)\sigma_T$. Условие жесткости можно записать в виде $\theta \leq [\theta]$.

Для поверочного расчета $M_K/GJ_p \leq [\theta]$.

Для проектировочного расчета $J_p \geq M_K/G[\theta]$.

Допускаемые значения относительных углов закручивания $[\theta]$ различны в разных отраслях машиностроения и зависят от назначения изделия.

2.5. ИЗГИБ

2.5.1. Основные понятия

Изгибом называется деформация, связанная с искривлением оси бруса (или изменением его кривизны). Прямой брус, воспринимающий в основном изгибающую нагрузку, называется *балкой*. В общем случае при изгибе в поперечных сечениях балки имеют место два внутренних силовых фактора: перерезывающая сила Q и изгибающий момент $M_{из}$. Если в поперечных сечениях балки действует только один силовой фактор $M_{из}$, а $Q = 0$, то изгиб называется *чистым*. Если в поперечном сечении балки действуют изгибающий момент и поперечная сила, то изгиб называется *поперечным*.

Изгибающий момент $M_{из}$ и поперечная сила Q определяются методом сечений. В произвольном поперечном сечении бруса величина Q численно равна алгебраической сумме проекций на вертикальную ось всех внешних (активных и реактивных) сил, приложенных к отсеченной части; изгибающий момент $M_{из}$ в произвольном поперечном сечении бруса численно равен алгебраической сумме моментов всех внешних сил и пар сил, расположенных по одну сторону от сечения.

Для системы координат, показанной на рис. 2.25, изгибающий момент от нагрузок, расположенных в плоскости xOy , действует относительно оси z , а перерезывающая сила — по направлению оси y . Поэтому обозначим перерезывающую силу Q_y , изгибающий момент M_z .

Если поперечная нагрузка действует так, что ее плоскость совпадает с плоскостью, содержащей одну из главных центральных осей инерции сечений, то изгиб называется *прямым*.

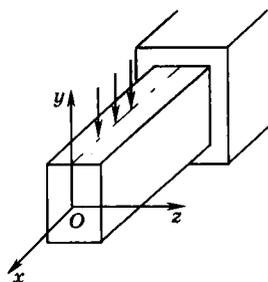


Рис. 2.25

Для изгиба характерны два вида перемещений:

- ▶ искривление продольной оси бруса Ox , соответствующее перемещениям точек оси бруса в направлении Oy ;
- ▶ поворот в пространстве одного поперечного сечения относительно другого, т. е. поворот сечения относительно оси z в плоскости xOy .

2.5.2. Дифференциальные и интегральные зависимости при изгибе

Пусть на балку действует непрерывная распределенная нагрузка $q(x)$ (рис. 2.26, а). Двумя поперечными сечениями $m-m$ и $n-n$ выделим участок балки длиной dx . Полагаем, что на этом участке $q(x) = \text{const}$ ввиду малости длины участка.

Внутренние силовые факторы Q_y и M_z , действующие в сечении $n-n$, получают некоторое приращение и будут равны $(Q_y + dQ_y)$ и $(M_z + dM_z)$. Рассмотрим равновесие элемента (рис. 2.26, б):

а) $\Sigma F(y) = 0$; $Q_y + q(x)dx - (Q_y + dQ_y) = 0$, отсюда

$$q(x) = \frac{dQ_y}{dx}; \quad (2.68)$$

б) $\Sigma M_k = 0$; $Q_y dx + M_z + q(x)dx \frac{dx}{2} - (M_z + dM_z) = 0$.

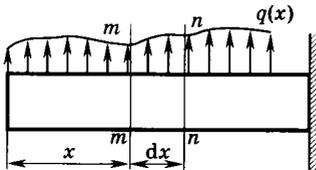
Член $q(x)(dx)^2/2$ можно опустить, так как он имеет второй порядок малости по сравнению с остальными. Тогда

$$Q_y = \frac{dM_z}{dx}. \quad (2.69)$$

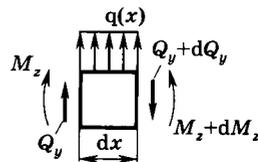
Подставляя (2.69) в (2.68), получаем

$$q(x) = \frac{d^2 M_z}{dx^2}. \quad (2.70)$$

Выражения (2.68)—(2.70) называются **дифференциальными зависимостями при изгибе балки**. Они справедливы только для балок с первоначально прямолинейной продольной осью.



а)



б)

Рис. 2.26

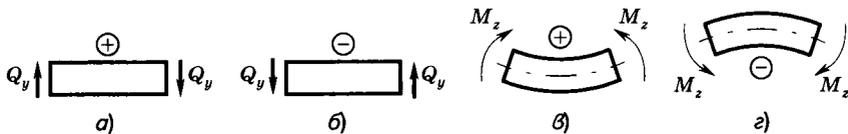


Рис. 2.27

ПРАВИЛО ЗНАКОВ для Q_y и M_z носит условный характер:

- ▶ Q_y считаются положительными, если они стремятся повернуть элемент балки по часовой стрелке. На рис. 2.27, а, б показаны положительные и отрицательные направления Q_y .
- ▶ Изгибающий момент M_z считается положительным, если элемент балки изгибается выпуклостью вниз, т. е. его сжатые волокна расположены в верхней части. На рис. 2.27, в, г представлены направления M_z , принятые за положительные и отрицательные.

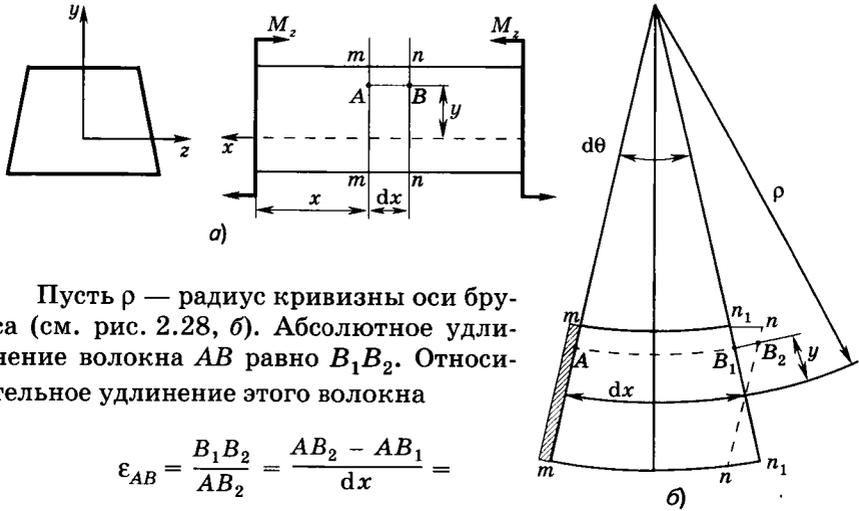
Графически Q_y и M_z изображаются в виде эпюр. Положительные значения откладываются вверх от оси бруса, отрицательные — вниз.

2.5.3. Нормальные напряжения при чистом изгибе балки

Рассмотрим модель чистого изгиба (рис. 2.28, а, б). После окончания процесса нагружения продольная ось балки x искривится, а ее поперечные сечения повернутся относительно своего первоначального положения на угол $d\theta$. Для выяснения закона распределения нормальных напряжений по поперечному сечению балки примем следующие допущения:

- ▶ при чистом прямом изгибе справедлива гипотеза плоских сечений:
 - поперечные сечения бруса, плоские и нормальные к его оси до деформации, остаются плоскими и нормальными к его оси во время и после деформации;*
- ▶ волокна бруса при его деформации не надавливают друг на друга;
- ▶ материал работает в пределах упругости.

В результате деформации изгиба ось x искривится и сечение $n-n$ повернется относительно условно защемленного сечения $m-m$ на угол $d\theta$. Определим продольную деформацию произвольного волокна AB , расположенного на расстоянии y от продольной оси (см. рис. 2.28, а).



Пусть ρ — радиус кривизны оси бруса (см. рис. 2.28, б). Абсолютное удлинение волокна AB равно B_1B_2 . Относительное удлинение этого волокна

$$\begin{aligned} \epsilon_{AB} &= \frac{B_1B_2}{AB_2} = \frac{AB_2 - AB_1}{dx} = \\ &= \frac{\rho d\theta - (\rho - y)d\theta}{\rho d\theta} = \frac{y}{\rho} = \epsilon_x. \end{aligned}$$

Рис. 2.28

Так как, согласно допущению, волокна друг на друга не давливают, то они находятся в состоянии одноосного растяжения или сжатия. Используя закон Гука, получим зависимость изменения напряжений по поперечному сечению балки:

$$\sigma_x = E\epsilon_x = E\frac{y}{\rho}. \quad (2.71)$$

Величина E/ρ постоянная для данного сечения, поэтому σ_x изменяется по высоте сечения в зависимости от координаты y . При изгибе часть волокон бруса растягивается, часть — сжимается. Границей между областями растяжения и сжатия является слой волокон, который лишь искривляется, не изменяя своей длины. Этот слой называется **нейтральным**.

Напряжения σ_x в нейтральном слое должны равняться нулю, соответственно $\epsilon_x = 0$. Этот результат следует из (2.71) при $y = 0$. Рассмотрим выражения для N , M_y и M_z . Поскольку при чистом изгибе продольная сила $N = 0$, то $N = \int_A \sigma_x dA = \frac{E}{\rho} \int_A y dA = 0$ (рис. 2.29), а так как $\frac{E}{\rho} \neq 0$, то $\int_A y dA = 0$, т. е. $S_z = 0$. Отсюда следует, что ось Oz является централь-

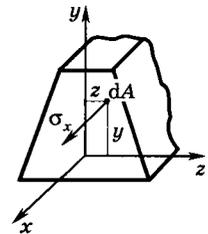


Рис. 2.29

ной. Эта ось в поперечном сечении называется **нейтральной линией**. Для чистого прямого изгиба $M_y = 0$. Тогда

$$M_y = \int_A \sigma_x dAz = \frac{E}{\rho} \int_A z y dA = \frac{E}{\rho} J_{zy} = 0.$$

Поскольку $\frac{E}{\rho} \neq 0$, то $J_{zy} = 0$.

Отсюда следует, что оси Oz и Oy сечения являются не только центральными, но и главными осями инерции. Это предположение делалось выше при определении понятия «прямой изгиб».

Подставив в выражение для изгибающего момента $M_z = \int_A \sigma_x dAy$ значение σ_x из (2.71), получим

$$M_z = \frac{E}{\rho} \int_A y^2 dA = \frac{E}{\rho} J_z \text{ или } \frac{E}{\rho} = \frac{M_z}{J_z}. \quad (2.72)$$

Подставляя (2.72) в (2.71), получаем

$$\sigma_x = \frac{M_z y}{J_z}, \quad (2.73)$$

где J_z — момент инерции относительно главной центральной оси сечения OZ .

Выражение (2.73) определяет закон изменения напряжения σ_x по сечению. Видно, что σ_x изменяется не по координате z (т. е. по ширине сечения нормальные напряжения постоянны), а по высоте сечения в зависимости от координаты y (рис. 2.30). Значения σ_{\max} возникают в волокнах, наиболее удаленных от

нейтральной линии, т. е. при $y = y_{\max}$. Тогда $\sigma_{\max} = \frac{M_z y_{\max}}{J_z}$. Обозначив $J_z / y_{\max} = W_z$, получим $\sigma_{\max} = \frac{M_z}{W_z}$,

где W_z — момент сопротивления сечения изгибу.

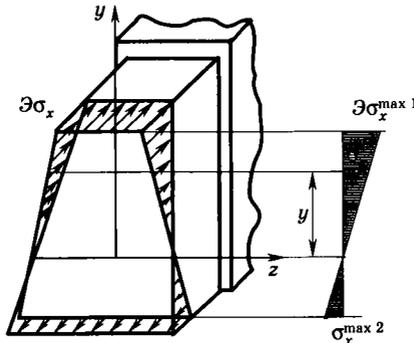


Рис. 2.30

Воспользовавшись формулами для главных центральных моментов инерции основных геометрических форм сечений, получим следующие выражения для W_z :

▶ **прямоугольное сечение:**

$$J_z = \frac{bh^3}{12},$$

где b — сторона, параллельная оси z ; h — высота прямоугольника.

Так как ось z проходит по середине высоты прямоугольника, то $y_{\max} = h/2$. Тогда момент сопротивления прямоугольника

$$W_z = \frac{bh^2}{6};$$

▶ **круг:**

$$J_z = \frac{\pi}{64} d^4.$$

Так как $y_{\max} = d/2$, то $W_z = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3$;

▶ **кольцо:**

$$J_z = \frac{\pi d^4}{64} (1 - c^4); y_{\max} = \frac{d}{2};$$

тогда $W_z = \frac{\pi}{32} d^3(1 - c^4)$ или $W_z \approx 0,1d^3(1 - c^4)$, где $c = \frac{d_0}{d}$; d и d_0 — соответственно внешний и внутренний диаметр кольца.

2.5.4. Расчет на прочность при изгибе

При чистом изгибе в поперечных сечениях балки возникают только нормальные напряжения σ . При поперечном изгибе, кроме нормальных напряжений, имеют место и касательные напряжения τ , которые, как и нормальные, распределены по высоте сечения неравномерно, что вызывает неравномерное распределение угловых деформаций γ . В результате поперечные сечения деформируются. Однако нарушение гипотезы плоских сечений незначительно влияет на величину нормальных напряжений. Поэтому формулы, полученные для определения нормальных напряжений при чистом изгибе, остаются справедливыми для определения этих напряжений и при поперечном изгибе.

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ БАЛОК ИЗ ПЛАСТИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ. Расчет на прочность осуществляют при изгибе по наибольшим нормальным напряжениям σ_x . Возникающие в попереч-

ных сечениях касательные напряжения τ не учитываются ввиду их малости по сравнению с нормальными напряжениями.

Расчет на прочность ведется по максимальным нормальным напряжениям σ_x .

Сечение балки, в котором возникает наибольший по модулю M_z , является расчетным (опасным). Наибольшие σ_x возникают в волокнах, наиболее удаленных от нейтральной линии.

Условие прочности при изгибе имеет вид $\sigma_{\max} \leq [\sigma]$. Для традиционных конструкционных материалов (стальные, алюминиевые, титановые и магниевые сплавы) допускаемые напряжения при изгибе $[\sigma]$ принимаются такими же, как и при растяжении (сжатии).

Используя условие прочности, проектировочный расчет производят по формуле

$$W_z \geq \frac{M_z}{[\sigma]}. \quad (2.74a)$$

Подставляя в (2.74a) соответствующее выражение для M_z и $[\sigma]$, определяют необходимые по условию прочности размеры сечения. Значения W_z конкретного сечения берутся по справочнику или вычисляются по соответствующей формуле.

В балках постоянного по длине сечения вес конструкции прямо пропорционален площади сечения A : чем больше W_z для данного A , тем рациональнее форма сечения. При изменении положения сечения относительно плоскости действия нагрузки прочность балки может существенно меняться за счет W_z , хотя A не изменится. Сечение следует ориентировать таким образом, чтобы изгиб балки проходил в плоскости наибольшей жесткости на изгиб EJ_z . Например, прямоугольное сечение ориентируют длинной стороной параллельно плоскости изгибающего момента M_z , тогда J_z и W_z достигают наибольших значений.

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ БАЛОК ИЗ ХРУПКИХ МАТЕРИАЛОВ. Хрупкие материалы, в отличие от пластичных, различно сопротивляются растяжению и сжатию, т. е. имеют различные значения допускаемых напряжений $[\sigma]$ на растяжение и сжатие. Поэтому для хрупких материалов целесообразно применять сечения, несимметричные относительно нейтральной линии, например тавровое, П-образное и др. При этом сечение следует ориентировать таким образом, чтобы его часть с меньшим y_{\max} находилась в растянутой зоне, поскольку на растяжение хрупкие материалы работают значительно хуже, чем на сжатие.

2.5.5. Касательные напряжения при изгибе

КАСАТЕЛЬНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В СПЛОШНЫХ СЕЧЕНИЯХ.

Будем считать, что при поперечном изгибе сохраняется гипотеза плоских сечений. Пусть консольная балка нагружена силой F (рис. 2.31). Определим касательные напряжения, действующие в горизонтальном сечении AB , расположенном на расстоянии y от нейтральной оси. Для решения задачи используем закон парности касательных напряжений, позволяющий для определения касательных напряжений в поперечном сечении балки τ_{xy} рассматривать равные им по величине τ_{yx} , действующие в горизонтальной плоскости. Выделим элемент бруса длиной dx , ограниченный плоскостями $m-m$ и $n-n$ (см. рис. 2.31 и 2.32, а). В нормальном сечении $m-m$ будут действовать напряжения

$$\sigma_x = M_z y / J_z, \text{ соответствующие осевой силе } N^{(1)} = \frac{M_z}{J_z} \int_{A_{\text{орс}}} y dA,$$

$$\text{а в нормальном сечении } n-n \text{ — напряжения } \sigma_x = \frac{(M_z + dM_z)y}{J_z},$$

$$\text{соответствующие осевой силе } N^{(2)} = \frac{M_z + dM_z}{J_z} \int_{A_{\text{орс}}} y dA. \text{ Равно-}$$

$$\text{действующая двух осевых сил } N^{(1)} \text{ и } N^{(2)} \text{ равна } \frac{dM_z}{J_z} \int_{A_{\text{орс}}} y dA \text{ и на-}$$

правлена в сторону $N^{(2)}$. Для выполнения условий равновесия эта равнодействующая должна уравниваться касательными

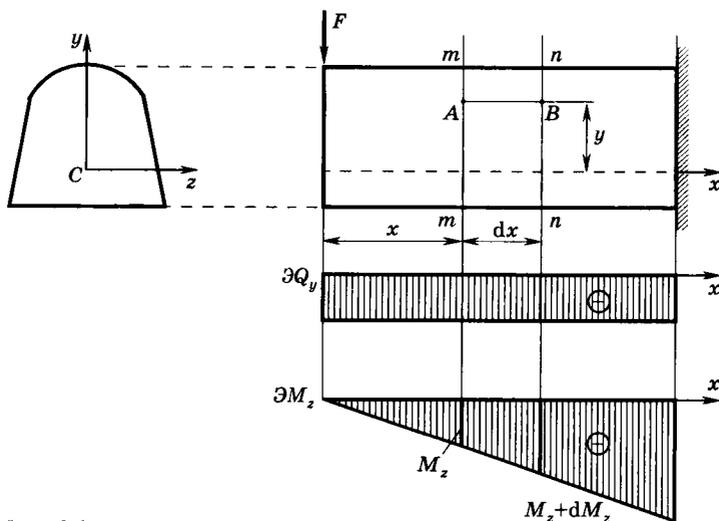


Рис. 2.31

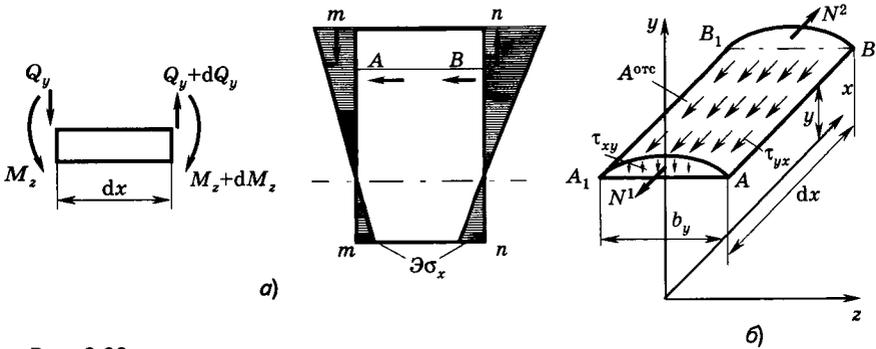


Рис. 2.32

ми силами, действующими на площадке ABB_1A_1 (рис. 2.32, б). Если принять допущение о равномерном распределении касательных напряжений по ширине сечения, полагая длину элемента небольшой, можно считать, что касательные напряжения на указанной горизонтальной площадке распределены равномерно и направлены в сторону $N^{(1)}$.

В этом случае уравнение равновесия отсеченного элемента имеет вид

$$\frac{dM_z}{J_z} \int_{A_{отс}} y dA = \tau_{yx} dx b_y.$$

Отсюда $\tau_{yx} = \frac{dM_z}{dx J_z b_y} \int_{A_{отс}} y dA$. Поскольку $\frac{dM_z}{dx} = Q_y$, $\int_{A_{отс}} y dA = S_z^{отс}$ и

$\tau_{yx} = \tau_{xy}$, получим

$$\tau_{xy} = \frac{Q_y S_z^{отс}}{J_z b_y}, \quad (2.75)$$

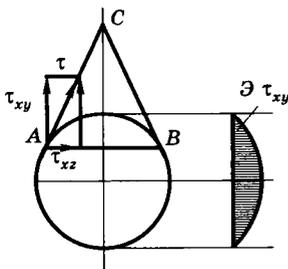


Рис. 2.33

где $S_z^{отс}$ — статический момент площади отсеченной части сечения относительно оси z ; J_z — момент инерции сечения; Q_y — поперечная сила, действующая в данном сечении.

Выражение (2.75), называемое **формулой Журавского**, устанавливает закон изменения касательных напряжений по высоте поперечного сечения балки.

Для сплошного круглого сечения (рис. 2.33) ввиду симметрии в точках A и B касательные напряжения равны.

Касательное напряжение τ в точке A должно быть направлено по касательной к контуру.

В теории упругости доказано, что касательные напряжения по ширине сечения AB направлены так, что линии их действия пересекаются в одной точке C . Разложим τ на составляющие τ_{xy} и τ_{xz} . Поскольку $\tau_{xy} \gg \tau_{xz}$, то τ_{xz} не учитывают; τ и τ_{xy} считают равными и определяют их по формуле Журавского (2.75).

Для длинных балок из конструкционных металлических материалов подбор сечений по условию прочности на изгиб осуществляется по σ_{\max} , поскольку роль касательных напряжений τ незначительна.

Для композитных материалов необходимо после выбора сечения по σ_{\max} провести проверку прочности по τ_{\max} , поскольку допустимое напряжение на сдвиг невелико. В этом случае используются два условия прочности:

- ▶ для выбора размеров сечения:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma];$$

- ▶ для проверки прочности:

$$\tau_{\max} \leq [\tau].$$

КАСАТЕЛЬНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В ТОНКОСТЕННЫХ СЕЧЕНИЯХ.

Толщина любого из элементов в тонкостенных сечениях существенно меньше остальных линейных размеров. Тонкостенные сечения бывают двух видов: незамкнутого (открытого) профиля и замкнутого. Линия, делящая толщину сечения пополам, называется **средней линией**. По этой линии строится эпюра касательных напряжений τ .

При расчете балок с тонкостенным сечением на прочность определяющую роль играют нормальные напряжения, вычисляемые по формулам (2.73) и (2.74). Однако в отличие от балок со сплошным сечением в данном случае необходимо учитывать величину и закон распределения касательных напряжений.

Принимаются следующие допущения:

- ▶ по толщине δ напряжения τ распределены равномерно, т. е. одинаковы по величине и направлению;
- ▶ направление τ совпадает с направлением касательной к средней линии.

Для тонкостенных сечений, как и для сплошных, формула для τ получается в результате равновесия части сечения, но разрез делается плоскостью, нормальной к средней линии, а не параллельной нейтральному слою, как при выводе формулы Журавского.

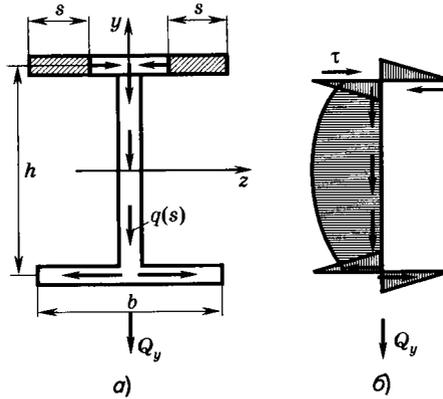


Рис. 2.34

Внешне формула Журавского (2.75) не изменяет своего вида и для тонкостенных сечений, лишь обозначение b_y заменяется на δ , однако есть принципиальное отличие: здесь определяются полные напряжения τ , а не τ_{xy} :

$$\tau_{(s)} = \frac{Q_y S_z(s)}{J_z \delta_i}, \quad (2.76)$$

где d_i — толщина i -го участка сечения; s — координата, отсчитываемая вдоль средней линии от начала каждого i -го участка.

Поскольку τ не изменяются по толщине δ_i , часто вместо τ используют характеристику $q_i = \tau \delta_i$, которая называется **потокм касательных напряжений** (рис. 2.34, а):

$$q(s) = \frac{Q_y S_z}{J_z}.$$

Эту характеристику удобно использовать, если δ изменяется по контуру; при $\delta = \text{const}$ τ определяют по формуле (2.76). В каждом сечении $Q_y = \text{const}$ и $J_z = \text{const}$, если же и $\delta = \text{const}$, то $\tau = f(S_z^{\text{отс}})$. На рис. 2.34, а показан поток касательных напряжений в двутавровом поперечном сечении. Общий вид эпюры касательных напряжений приведен на рис. 2.34, б.

2.5.6. Перемещения при изгибе

Под **перемещением** балки при изгибе понимается прогиб или угол поворота ее оси. Имеется несколько методов определения перемещений: с помощью дифференциального уравнения упругой линии или по интегралу Мора.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ В БАЛКЕ МЕТОДОМ ИНТЕГРИРОВАНИЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО УРАВНЕНИЯ УПРУГОЙ ЛИНИИ. Из полученного ранее выражения (2.72) имеем:

$$1/\rho = M_z/(EJ_z).$$

При малых прогибах $1/\rho \approx d^2y/dx^2$, тогда получим уравнение

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \pm \frac{M_z}{EJ_z}, \quad (2.78)$$

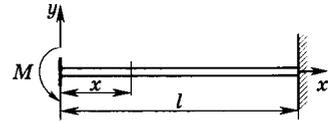


Рис. 2.35

которое называется **дифференциальным уравнением упругой линии балки**.

Выбор знака в этом уравнении определяется направлением координатной оси y . Если она направлена вверх, ставится знак «плюс».

Определим угол поворота и прогиб оси балки, показанной на рис. 2.35, с помощью дифференциального уравнения упругой линии. Подставляя в (2.78) выражение изгибающего момента,

имеем $y'' = -\frac{M}{EJ_z}$. Отсюда $y' = -\frac{Mx}{EJ_z} + C_1$; $y = -\frac{Mx^2}{2EJ_z} + C_1x + C_2$.

Произвольные постоянные C_1 и C_2 найдем из граничных условий. При $x = l$ $y' = 0$, отсюда $C_1 = \frac{Ml}{EJ_z}$. При $x = l$ $y = 0$, отсюда

$$C_2 = -\frac{Ml^2}{2EJ_z}.$$

Окончательно получили формулы угла поворота:

$$\theta = y' = -\frac{Mx}{EJ_z} + \frac{Ml}{EJ_z}; \quad (2.79)$$

прогиба балки:

$$y = \frac{Mx^2}{2EJ_z} + \frac{Ml}{EJ_z}x - \frac{Ml^2}{2EJ_z}. \quad (2.80)$$

Используя зависимости (2.79) и (2.80), можно вычислить прогиб и угол поворота любой точки оси балки, например конца балки:

$$\theta(0) = \theta_{\max} = \frac{Ml}{EJ_z}; \quad y(0) = y_{\max} = -\frac{Ml^2}{2EJ_z}.$$

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ БАЛЛОК. Для получения расчетных зависимостей рассмотрим потенциальную энергию балки при изгибе.

В пределах упругости потенциальная энергия деформации равна работе внутренних сил на перемещениях точек их приложения. В большинстве случаев в пределах упругости имеет мес-

то линейная зависимость между изгибающим моментом и углом поворота нормального сечения, поэтому элементарная работа внутренних сил, равная потенциальной энергии деформации:

$$dA = dU = \frac{M_z d\theta}{2}. \quad (2.81)$$

Поскольку $\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{d(y')}{dx} = \frac{d\theta}{dx}$, то уравнение (2.78) можно записать в виде

$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{M_z}{EJ_z}.$$

Подставив последнее выражение в (2.81), получим $dU = \frac{M_z^2 dx}{2EJ_z}$. Отсюда для потенциальной энергии деформации запишем

$$U = \int_0^l \frac{M_z^2 dx}{2EJ_z}. \quad (2.82)$$

Согласно теореме Кастилиано, частная производная от потенциальной энергии системы по силе равна перемещению точки приложения силы по направлению ее действия. Таким образом, используя теорему Кастилиано, непосредственно можно вычислить перемещения, но только тех точек, где приложены внешние силы и только в направлении этих сил.

ИНТЕГРАЛ МОРА. На практике часто пользуются интегралом Мора, который получается из рассмотрения баланса энергии. Если имеется несколько i участков балки, на которых подинтегральные функции изменяются, берут сумму интегралов, т. е.

$$\delta = \sum_{i=1}^n \int_{l_i} \frac{M_{zi} M_{z1i}}{EJ_{zi}} dx. \quad (2.83)$$

Формула (2.83) называется **интегралом Мора** и служит для определения перемещений балки.

Если необходимо определить не прогиб, а угол поворота сечения, то в данное сечение вместо единичной силы прикладывают единичный момент.

Найдем прогиб конца консоли, показанной на рис. 2.35. Сначала определяем изгибающий момент от внешней нагрузки $M_z = -M$. Затем балка освобождается от внешней нагрузки, и в рассматриваемом сечении A прикладывается единичная сила. Определяется момент от единичной нагрузки: $M_{z1} = -1x$.

Далее вычисляем прогиб:

$$\delta_A = \int_0^l \frac{M_z M_{z1} dx}{EJ_z} = \int_0^l \frac{(-M)(-x) dx}{EJ_z} = \frac{Ml^2}{2EJ_z}.$$

Положительный результат означает, что прогиб направлен вниз, т. е. по заданному направлению единичной силы.

2.6. ОСНОВЫ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ. ТЕОРИИ ПРОЧНОСТИ

2.6.1. Основные положения

При анализе деформаций растяжения (сжатия), сдвига, кручения и изгиба в большинстве точек напряженного тела одновременно действуют нормальные и касательные напряжения, величина которых зависит от ориентации площадки, проходящей через данную точку.

Для оценки прочности материала конструкции необходимо знать напряженное состояние в точке материала, которое характеризуется совокупностью нормальных и касательных напряжений, действующих на всех площадках, проходящих через данную точку. Очевидно, таких площадок бесчисленное множество. Можно показать, что напряжения на любой площадке, проходящей через данную точку, могут быть выражены через компоненты напряжений, действующих на любых трех взаимно перпендикулярных площадках, проходящих через данную точку.

Выделим в материале конструкции в окрестности точки O элементарный параллелепипед. На его гранях действуют в общем случае нормальные и касательные напряжения (рис. 2.36). Всего имеется девять компонентов напряжений $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$. Согласно свойству парности касательных напряжений $\tau_{xy} = \tau_{yx}; \tau_{xz} = \tau_{zx}; \tau_{yz} = \tau_{zy}$. Таким образом, независимыми являются только шесть компонентов. При исследовании напряженного состояния в точке предполагается, что компоненты напряжений известны: установим зависимость между компонентами напряжений, действующих на трех взаим-

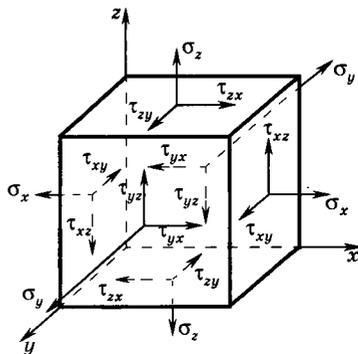


Рис. 2.36

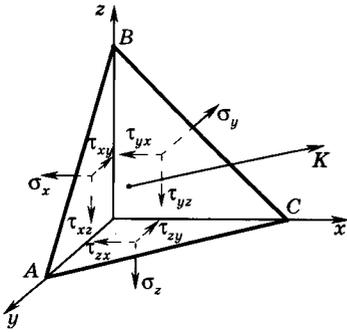


Рис. 2.37

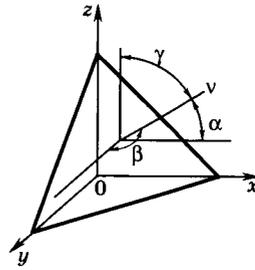


Рис. 2.38

но перпендикулярных площадках, и напряжениями, действующими на наклонной площадке ABC (рис. 2.37).

Пусть нормаль к площадке v составляет с осями координат x, y, z углы α, β, γ (рис. 2.38). На наклонной площадке действует полное напряжение K (в общем случае не перпендикулярное к площадке). Проекции полного напряжения на оси координат обозначим K_x, K_y, K_z . Уравнения равновесия для рассматриваемого тетраэдра, выраженные в напряжениях, можно записать в виде

$$\begin{aligned} K_x &= \sigma_x l + \tau_{yx} m + \tau_{zx} n; \\ K_y &= \tau_{xy} l + \sigma_y m + \tau_{zy} n; \\ K_z &= \tau_{xz} l + \tau_{yz} m + \sigma_z n, \end{aligned} \quad (2.84)$$

где l, m, n — направляющие косинусы: $l = \cos \alpha, m = \cos \beta, n = \cos \gamma$.

Так как полное напряжение на наклонной площадке

$$K = \sqrt{K_x^2 + K_y^2 + K_z^2},$$

то с учетом (2.84) напряжения на любой наклонной площадке могут быть выражены через компоненты напряжений в данной точке, действующие на трех взаимно перпендикулярных площадках.

ГЛАВНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ. Среди бесчисленного множества площадок, проходящих через рассматриваемую точку, имеется по меньшей мере три взаимно перпендикулярные площадки, на которых отсутствуют касательные напряжения. Эти площадки называются главными. Нормальные напряжения, действующие на главных площадках, называются **главными напряжениями** и

обозначаются $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$. Причем после определения значений главных напряжений, индексы расставляют так, чтобы выполнить условие $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$ (величины алгебраические).

Если в данной точке напряженного состояния все три главные напряжения равны между собой ($\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$), то любая площадка главная.

Практическая целесообразность введения в рассмотрение главных напряжений обусловлена тем, что одно из них (σ_1) является самым большим, а σ_3 — самым маленьким из всей совокупности полных напряжений на всем множестве площадок, проходящих через рассматриваемую точку.

Таким образом, σ_1 и σ_3 ограничивают диапазон значений полных напряжений «сверху» и «снизу», позволяя по этим двум величинам оценить совокупность всех возможных напряжений в данной точке.

Главные напряжения определяются из системы уравнений:

$$\begin{aligned}(\sigma_x - \sigma_i)l_i + \tau_{yx}m_i + \tau_{zx}n_i &= 0; \\ \tau_{xy}l_i + (\sigma_y - \sigma_i)m_i + \tau_{zy}n_i &= 0; \\ \tau_{xz}l_i + \tau_{yz}m_i + (\sigma_z - \sigma_i)n_i &= 0.\end{aligned}\tag{2.85}$$

Поскольку $l^2 + m^2 + n^2 = 1$, то направляющие косинусы l, m, n не могут одновременно равняться нулю. Тогда для того, чтобы система однородных уравнений (2.85) имела ненулевое решение, определитель системы должен быть равным нулю:

$$\begin{vmatrix} \sigma_x - \sigma_i, \tau_{yx}, \tau_{zx} \\ \tau_{xy}, \sigma_y - \sigma_i, \tau_{zy} \\ \tau_{xz}, \tau_{yz}, \sigma_z - \sigma_i \end{vmatrix} = 0.\tag{2.86}$$

Из условия (2.86) вычисляют значения главных напряжений σ_i . Компоненты напряжений должны быть заранее известны.

КАСАТЕЛЬНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ. Для определения положения главных площадок находят направляющие косинусы нормалей к площадкам, пользуясь уравнениями (2.85). В случае двухосного напряженного состояния касательные напряжения, действующие на наклонной площадке, вычисляют по формуле

$$\tau_x = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \sin 2\alpha.$$

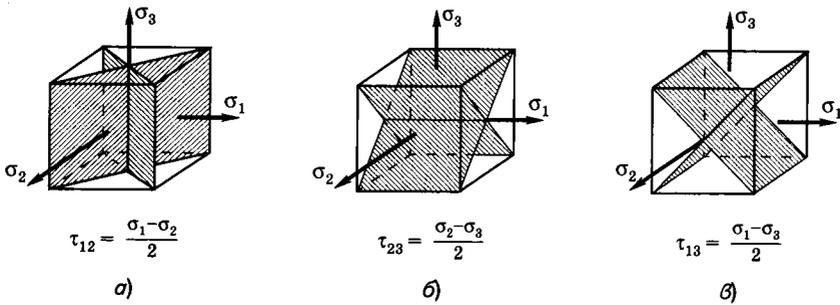


Рис. 2.39

В плоскостях, наклонных к осям, параллельным σ_1 и σ_2 под углом $\alpha = \pm 45^\circ$,

$$\tau_{\max} = \tau_{12} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}.$$

При наличии трех главных площадок (рис. 2.39) значения максимальных касательных напряжений, действующих под углом 45° к соответствующим плоскостям, определяют по формулам:

$$\tau_{12} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}, \tau_{23} = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2}, \tau_{13} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}.$$

Поскольку $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$, то максимальное значение касательных напряжений вычисляется по формуле

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}.$$

Экстремальные значения касательных напряжений действуют на площадках, наклоненных к главным под углом 45° .

2.6.2. Классификация напряженных состояний

Любое напряженное состояние в точке может быть приведено к трем главным напряжениям в этой точке, действующим на трех взаимно перпендикулярных площадках, а в частных случаях одно или два главных напряжения могут быть равны нулю. Поэтому любое напряженное состояние можно классифицировать по главным напряжениям как одноосное (рис. 2.40, а), плоское (двухосное) (рис. 2.40, б) и объемное (трехосное) (рис. 2.40, в). Наиболее часто встречаются на практике двухосные и одноосные напряженные состояния.

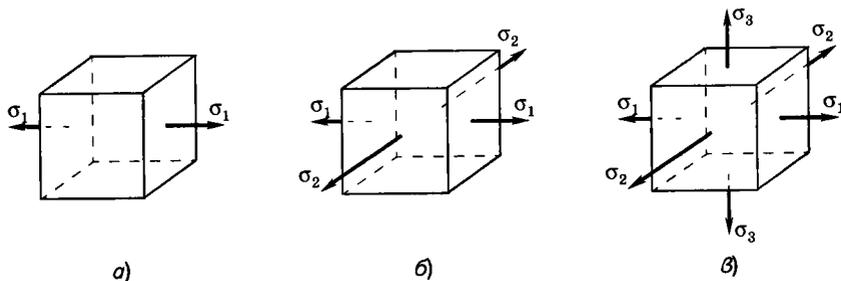


Рис. 2.40

Рассмотрим двухосное (плоское) напряженное состояние. Пусть $\sigma_z = \tau_{xz} = \tau_{zx} = \tau_{yz} = \tau_{zy} = 0$, тогда, решая определитель (2.86), получим

$$|\sigma_{i1}| = 0;$$

$$|\sigma_{i2-3}| = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}, \quad (2.87)$$

где $|\sigma_{i1}| = \sigma_z = 0$ — одно из главных напряжений.

В данном случае площадка, перпендикулярная оси z , — главная, две другие перпендикулярны данной и перпендикулярны между собой.

Для определения положения двух других главных площадок, параллельных оси z , нет необходимости решать все уравнения (2.86). Воспользуемся одним из них, например первым:

$$(\sigma_x - \sigma_i)l_i + \tau_{yx}m_i + \tau_{zx}n_i = 0.$$

В данном случае $\tau_{zx} = 0$. Поскольку $l_i = \cos \alpha$, $m_i = \cos \beta = \cos(90^\circ - \alpha) = \sin \alpha$, получаем

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sigma_i - \sigma_x}{\tau_{xy}}, \quad (2.88)$$

где α — угол между осью x и нормалью одной из главных площадок, параллельных оси z (рис. 2.41).

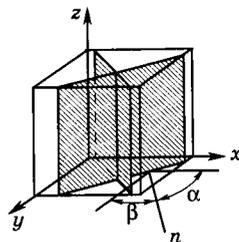


Рис. 2.41

2.6.3. Главные напряжения и главные площадки в брус

Предположим, что прямой брус подвергается одновременному воздействию растягивающей силы, изгибающего и крутящего моментов. В поперечном сечении бруса возникнут нормальные

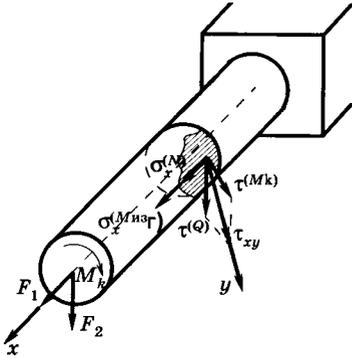


Рис. 2.42

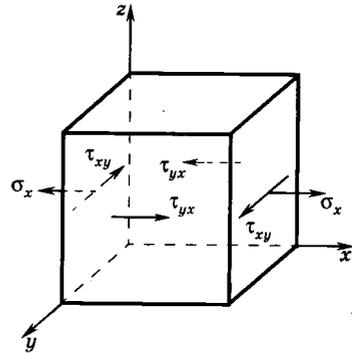


Рис. 2.43

напряжения от осевой силы $\sigma_x^{(N)}$, нормальные напряжения от изгиба $\sigma_x^{(M_{изг})}$, касательные напряжения $\tau^{(Q)}$ от перерезывающей силы Q , касательные напряжения от крутящего момента $\tau^{(M_k)}$ (рис. 2.42).

Нормальные напряжения складываются алгебраически, касательные — геометрически. Таким образом, в точках нормального сечения в общем случае после суммирования возникнут суммарные нормальные и касательные напряжения. Направим ось x вдоль оси бруса и ось y — по направлению равнодействующей касательных напряжений τ (рис. 2.43).

Учитывая, что в расчетной точке не равны нулю только σ_x и τ_{xy} , решая определитель (2.86), получим

$$|\sigma_{i1}| = \sigma_z = 0; |\sigma_{i23}| = \frac{\sigma_x}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_{xy}^2}. \quad (2.89)$$

Из формулы (2.89) следует, что при наличии τ_{xy} одно из главных напряжений больше нуля, а другое меньше нуля. Тогда

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_{xy}^2}; \quad (2.90)$$

$$\sigma_2 = 0;$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_x}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_{xy}^2}.$$

Угол α между осью x и нормалью к первой главной площадке определяется формулой (2.88).

Максимальное значение касательных напряжений в брус

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_{xy}^2}. \quad (2.91)$$

Значение τ_{\max} возникает на площадке, параллельной вектору σ_2 и делящей пополам прямой угол между первой и третьей главными площадками.

2.6.4. Теории прочности

При центральном растяжении (сжатии) в нормальных сечениях бруса возникают одни нормальные напряжения σ . Условие прочности в данном случае имеет вид

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma].$$

Здесь допускаемое напряжение $[\sigma]$ вполне определяется механическими испытаниями материала на растяжение (сжатие) и условиями работы детали.

Если в рассматриваемом сечении имеются одни касательные напряжения τ (чистый сдвиг), то условия прочности запишутся так:

$$\tau_{\max} \leq [\tau],$$

где $[\tau]$ определяется механическими испытаниями материала на сдвиг (срез) и условиями работы детали.

Оценку прочности детали, находящейся в сложном напряженном состоянии, когда в данной точке на данной площадке одновременно действуют σ и τ , произвести на основании эксперимента затруднительно. Для такой оценки прочности деталей служат теории прочности, которые строятся на основе различных критериев прочности. Критерий прочности устанавливается на основании гипотез возникновения текучести материала или его разрушения. Каждому критерию прочности соответствует своя теория прочности.

Предельным будем называть предельное состояние, при котором происходит качественное изменение свойств материала. Предельное напряженное состояние наиболее полно изучено экспериментально для простейшего случая — одноосного растяжения. Поэтому целесообразно сравнивать исследуемое сложное напряженное состояние с одноосным растяжением, устанавливая их эквивалентность. **Эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{эkv}}$** — *напряжение, которое следует создать в одноосно растянутом образце, чтобы его напряженное состояние стало равноопасным с исследуемым.*

Существует много теорий прочности. Рассмотрим некоторые из них.

ТЕОРИЯ НАИБОЛЬШИХ КАСАТЕЛЬНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ (ТЕОРИЯ КУЛОНА). Согласно этой теории, сложное напряженное состояние эквивалентно простому — растяжению, если максимальное значение касательных напряжений в случае сложного напряженного состояния равно максимальному значению касательных напряжений простого напряженного состояния.

При сложном напряженном состоянии

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}. \quad (2.92)$$

При простом напряженном состоянии (одноосном растяжении образца)

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma}{2} = \frac{\sigma_{\text{эКВ}}}{2}. \quad (2.93)$$

Условие равнопрочности элемента и образца из одного и того же материала получим, приравнивая выражения (2.92) и (2.93):

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \sigma_1 - \sigma_3.$$

Условие прочности здесь имеет вид

$$\sigma_{\text{эКВ}} \leq [\sigma]; \quad \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma]. \quad (2.94)$$

Допускаемые напряжения определяются как отношение предельных напряжений $\sigma_{\text{пред}}$ к запасу прочности $[n]$:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{[n]}.$$

Для бруса выражение (2.94) с учетом (2.86) можно записать в виде

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (2.95)$$

Рассматриваемая теория (называемая часто третьей) устанавливает условия начала текучести, а не разрушения. Следовательно, данная теория должна применяться для пластичных материалов. Она дает хорошие результаты при одинаковых пределах текучести материала при растяжении и сжатии.

ТЕОРИЯ МОРА. Если материал неодинаково работает на растяжение и сжатие, более удобно применять теорию Мора, согласно которой

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \sigma_1 - K\sigma_3,$$

где $K = [\sigma]_p / [\sigma]_c$ ($[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение при растяжении, $[\sigma]_c$ — допускаемое напряжение при сжатии).

Возможны частные случаи: если $[\sigma]_p = [\sigma]_c$, то получим теорию Кулона; если $[\sigma]_p \ll [\sigma]_c$, то можно принять $K \approx 0$. Тогда $\sigma_{\text{эКВ}} = \sigma_1 \leq [\sigma]$. Такой подход применяется для хрупких материалов.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ТЕОРИЯ. Согласно этой теории объемное и одноосное напряженные состояния будут равноопасными при равенстве энергий изменения формы. Условие прочности в этом случае имеет вид

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} \leq [\sigma].$$

Эта теория дает хорошие результаты для пластичных материалов, одинаково работающих на растяжение и сжатие. Она хороша еще тем, что учитывает $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$.

Расчетные выражения для бруса по этой теории

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma].$$

2.7. УСТОЙЧИВОСТЬ СЖАТЫХ СТЕРЖНЕЙ

2.7.1. Устойчивость стержней, работающих в пределах упругости

Рассмотрим условия равновесия шарика (рис. 2.44, *a—в*). Если шарiku дать малое отклонение в горизонтальном направлении, то в первом случае он вернется в исходное положение (состояние устойчивое), во втором — не вернется (неустойчивое положение), а в третьем случае откатится в сторону и остановится (положение безразличного равновесия). Аналогичные явления наблюдаются и в упругих телах.

Пусть стержень нагружен продольной силой F (рис. 2.45). Приложим к стержню малую боковую силу ΔF и снимем ее. Как и в случаях с шариком (см. рис. 2.44), после снятия нагрузки стержень может: 1) вернуться в исходное положение; 2) не вернуться в исходное положение; 3) остаться искривленным, т. е. упругий стержень может иметь три состояния: устойчивое, неустойчивое и безразличное состояние равновесия. Эти три положения, однако, здесь существенно зависят от силы F и геометрических размеров стержня. Аналогичные явления наблюдаются и во многих тонкостенных упругих системах, оболочках, пластинах и др. При некотором значении силы F , называемом *критическим* $F = F_{\text{кр}}$, стержень

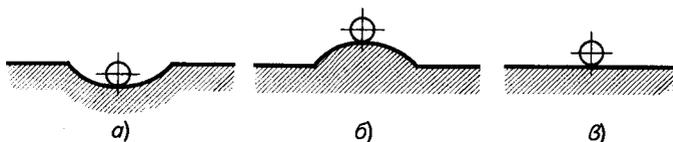


Рис. 2.44

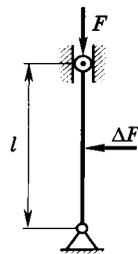


Рис. 2.45

жень не распрямится, а сохранит искривленное положение, т. е. безразличное состояние равновесия. При незначительном превышении критической силы стержень начнет сильно искривляться и разрушаться. Допускаемая величина продольной силы

$$[F] = \frac{F_{кр}}{[n]_y}, \quad (2.97)$$

где $[n]_y$ — запас устойчивости, который часто задается примерно равным запасу прочности по отношению к пределу текучести:

$$[n]_y \approx [n]_r. \quad (2.98)$$

Критическое напряжение сжатого стержня $\sigma_{кр} = F_{кр}/A$ может быть и меньше предела упругости, и больше.

Впервые задача устойчивости сжатого стержня была решена Л. Эйлером в 1744 г. Он вывел формулу критической силы для длинных стержней, работающих в пределах упругости, из рассмотрения криволинейной формы равновесия стержня при постоянной нагрузке. Формула Эйлера имеет вид

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 E J_{\min}}{(\mu l)^2}, \quad (2.99)$$

где E — модуль упругости материала J_{\min} — минимальный момент инерции сечения стержня; l — длина стержня; $\mu = 1/n$ — коэффициент приведения длины стержня, зависящий от числа полуволов n искривленного стержня, в свою очередь зависящих от вида закрепления стержня (рис. 2.46).

Вычислим по формуле Эйлера критические напряжения:

$$\sigma_{кр} = \frac{F_{кр}}{A} = \frac{\pi^2 E J_{\min}}{(\mu l)^2 A}. \quad (2.100)$$

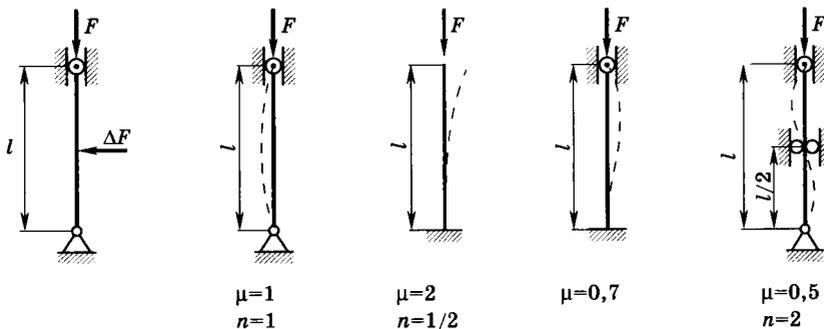


Рис. 2.46

Принято обозначать $i_{\min}^2 = \frac{J_{\min}}{A}$, где i_{\min} — радиус инерции сечения.

Тогда формула (2.100) принимает вид

$$\sigma_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}, \quad (2.101)$$

где $\lambda = \frac{\mu l}{i_{\min}}$ — гибкость стержня.

Если обозначить $\lambda_{\text{кр}}$ значение гибкости стержня, при котором критическое напряжение достигает предела упругости $\sigma_{\text{кр}} = \sigma_{\text{п.у}}$, то из (2.101) получим

$$\lambda_{\text{кр}} = \pi \sqrt{E / \sigma_{\text{п.у}}}. \quad (2.102)$$

Формула Эйлера применяется в пределах упругости материала стержня ($0 \leq \sigma_{\text{кр}} \leq \sigma_{\text{п.у}}$), т. е. для гибкостей, больших критических ($\lambda > \lambda_{\text{кр}}$).

2.7.2. Устойчивость стержней за пределами упругости

Для каждого материала можно построить график критических напряжений $\sigma_{\text{кр}} = f(\lambda)$, пользуясь механическими характеристиками материала.

График критических напряжений (рис. 2.47) имеет три области:

I — область пластических деформаций, в которой работают короткие стойки (стержни) на сжатие. Здесь потери устойчивости не происходит и за $\sigma_{\text{кр}}$ принимается σ_{T} ;

II — область упруго-пластических деформаций. Критические напряжения в этой области определяются по формуле Ясинского (уравнения прямой линии):

$$\sigma_{\text{кр}} = a - b\lambda, \quad (2.103)$$

где a и b — коэффициенты уравнения прямой линии.

Так как прямая AB соединяет точки A и B , то, подставив координаты точек A и B в уравнение (2.103), получим коэффициенты a и b ;

III — область упругих деформаций — область Эйлера. Здесь

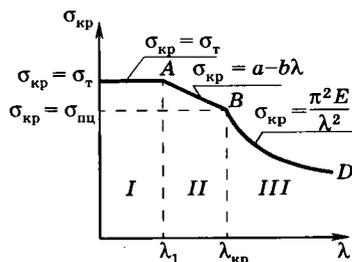


Рис. 2.47

$\sigma_{кр}$ определяется по формуле Эйлера, выраженной в напряжениях (2.101).

Задача 2.1. Задана стойка по форме и размерам. Известен материал. Требуется найти критическую нагрузку. Задачу можно решить с помощью кривой критических напряжений. В любом случае определяем $\lambda_{кр} = \pi \sqrt{E/\sigma_{п.п}}$, затем λ_1 . Далее находим гибкость стойки $\lambda = \mu l/i_{min}$ по вычисленному ранее минимальному радиусу инерции $i = \sqrt{J_{min}/A}$. При этом J_{min} и A берут из таблиц или вычисляют.

По найденной гибкости λ устанавливают, в какой области работает стойка, и в зависимости от этого определяют $\sigma_{кр}$ по соответствующей формуле для $\sigma_{кр}$ или по графику. Найдя $\sigma_{кр}$, определяют $F_{кр} = \sigma_{кр}A$. Если задан запас устойчивости, находят допустимую нагрузку по формуле (2.97).

Задача 2.2. Известна предельная допустимая сила и запас устойчивости $[n]_y$, т. е. известна $F_{кр} = [F][n]_y$. Даны конструкция стойки, ее материал.

Требуется определить размеры сечения. Эта задача — неопределенная, так как нельзя найти $\lambda = \mu l/i_{min}$, где $i_{min} = \sqrt{J_{min}/A}$, поскольку J_{min} и A неизвестны. В этом случае задаются размерами сечения и решают прямую задачу (тип первый). Определяют значение $F_{кр}$ и сравнивают с заданным. Если полученное значение $F_{кр}$ больше заданного, берут меньшее сечение и опять определяют $F_{кр}$; если полученное значение $F_{кр}$ меньше заданного — увеличивают сечение. Таким образом, с помощью нескольких проб определяют нужные размеры сечения.

2.8. ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ НАПРЯЖЕНИЯХ

2.8.1. Явление усталости

В процессе работы в конструкции возникают различные по знаку и величине напряжения. Экспериментально установлено, что элементы конструкции, подверженные воздействию знакопеременных напряжений, разрушаются при действии напряжений, меньших предела пропорциональности.

Разрушение материала под действием знакопеременных напряжений называется усталостью.

Усталостное разрушение начинается с образования в наиболее слабом месте детали сначала микро-, а затем макротрещины, которые при переменной нагрузке имеют тенденцию прогрессивно развиваться. Развитие трещин идет особенно интенсивно, если напряжения изменяются не только по величине, но и по знаку.

Характер изменения напряжений во времени отличается большим разнообразием. Часто конструкции испытывают дей-

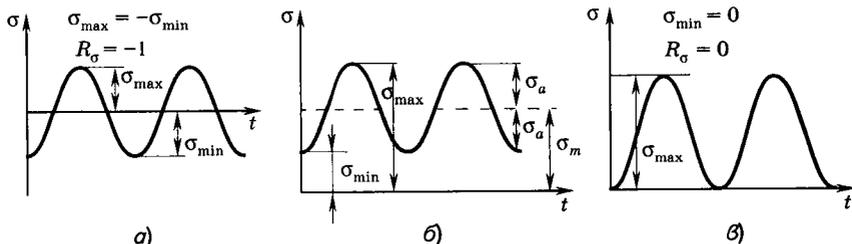


Рис. 2.48

ствие нагрузок, случайным образом изменяющихся во времени или, как говорят, представляющих собой случайный процесс.

Если максимальное (σ_{\max} или τ_{\max}) и минимальное (σ_{\min} или τ_{\min}) значения напряжений численно равны между собой, но противоположны по знаку, то цикл изменения напряжения называется **симметричным** (рис. 2.48, а). Если же максимальные и минимальные напряжения не равны между собой, то цикл называется **асимметричным** (рис. 2.48, б).

Степень асимметрии цикла характеризуется коэффициентом асимметрии

$$R_{\sigma} = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}. \quad (2.104)$$

Цикл, минимальное напряжение которого равно нулю, называется **отнулевым (пульсирующим)** (рис. 2.48, в).

Коэффициент асимметрии симметричного цикла $R_{\sigma} = -1$, а для отнулевого цикла $R_{\sigma} = 0$. В случае постоянных напряжений $R_{\sigma} = 1$.

Величина $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$ называется **амплитудой**, а $\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$ — **средним напряжением цикла**.

Экспериментально установлено, что число циклов, при котором происходит разрушение, зависит не только от величины максимального (по абсолютному значению) напряжения, но и от амплитуды колебания напряжений σ_a ; чем больше σ_a при одном и том же σ_{\max} , тем меньше перемен нагрузки выдержит материал. Поэтому из всех циклов наиболее опасным является симметричный.

2.8.2. Определение предела выносливости

Наибольшее по абсолютному значению напряжение цикла, при котором еще не происходит усталостное разрушение, называется **пределом выносливости**.

Его обозначают символами σ_R и τ_R с указанием в индексе значения коэффициента асимметрии цикла, для которого эти величины определялись. Так, σ_{-1} и τ_{-1} представляют собой пределы выносливости при симметричном цикле, а σ_0 и τ_0 — при отнулевом цикле.

Предел выносливости материала определяется путем испытания идентичных образцов при различных значениях σ_{\max} (но при поименном коэффициенте асимметрии R) и регистрации количества циклов, при котором происходит разрушение каждого образца.

Первый образец испытываемой партии нагружается так, чтобы максимальные напряжения превышали предел выносливости при данном коэффициенте асимметрии цикла, и по счетчику на машине устанавливается количество циклов, которое выдержал образец перед разрушением. *Количество циклов, выдерживаемых образцом или деталью перед разрушением, называется циклической долговечностью.*

В каждом последующем образце при том же коэффициенте асимметрии цикла создается максимальное напряжение, меньшее, чем в предыдущем, а также регистрируется число N циклов, при котором эти образцы разрушаются.

Эксперименты показывают, что образцы из большинства черных металлов, выдержавшие 10^7 циклов, обычно не разрушаются при дальнейшем увеличении числа перемен нагрузки. Кривая усталости для таких материалов асимптотически приближается к горизонтальной прямой. Отрезок, отсекаемый этой прямой на оси ординат, определяет предел выносливости материала σ_R , τ_R при данном коэффициенте асимметрии цикла R (рис. 2.49, а).

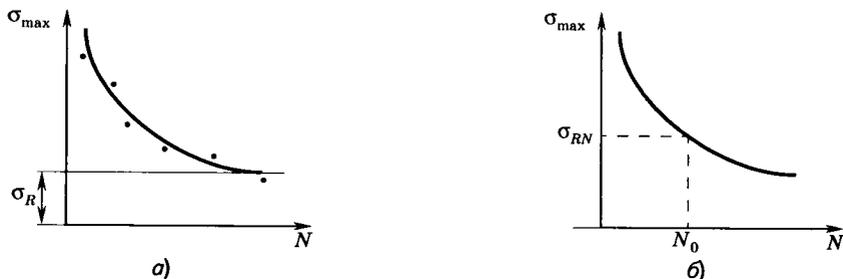


Рис. 2.49

Для цветных металлов, строго говоря, не существует такого числа циклов, выдержав которые, образец не разрушается при дальнейшем испытании. Кривые усталости цветных металлов не имеют горизонтальной асимптоты (рис. 2.49, б). В таких случаях можно говорить лишь о пределе ограниченной выносливости σ_{RN} .

Пределом ограниченной выносливости называется максимальное напряжение цикла, при котором материал выдерживает перед разрушением наперед заданное число циклов N , называемое базой испытания.

Результаты экспериментальных исследований показали, что пределы выносливости одного и того же материала при растяжении и кручении меньше предела выносливости при изгибе. Например, при симметричном цикле предел выносливости при растяжении

$$(\sigma_{-1})_p = (0,7 \dots 0,8)\sigma_{-1},$$

а при кручении

$$\tau_{-1} = (0,4 \dots 0,7)\sigma_{-1},$$

где σ_{-1} — предел выносливости при изгибе. В справочной литературе приводятся значения σ_{-1} , полученные по результатам испытаний на переменный изгиб.

2.8.3. Влияние различных факторов на сопротивление усталости

КОНЦЕНТРАЦИЯ НАПРЯЖЕНИЙ. При действии переменных нагрузок концентрация напряжений снижает предел выносливости для различных материалов.

Влияние концентрации напряжений на предел выносливости зависит от чувствительности материала к концентрации напряжений и учитывается в расчетах с помощью эффективного коэффициента концентрации.

Эффективный коэффициент концентрации представляет собой отношение предела выносливости σ_{-1} образца без концентратора напряжений к пределу выносливости $(\sigma_{-1})_k$ образца с концентратором напряжений, выполненного из того же материала и имеющего такие же поперечные размеры рабочей части, что и первый образец:

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{(\sigma_{-1})_k}; \quad K_\tau = \frac{\tau_{-1}}{(\tau_{-1})_k}.$$

Эффективные коэффициенты концентрации для нормальных напряжений K_σ и касательных напряжений K_τ больше единицы и определяются через теоретические коэффициенты концентрации α_σ и α_τ следующим образом:

$$K_\sigma = 1 + q_\sigma(\alpha_\sigma - 1); K_\tau = 1 + q_\tau(\alpha_\tau - 1),$$

где q_σ, q_τ — коэффициенты чувствительности материала к концентрации напряжений.

Чувствительность материала к концентрации напряжений зависит прежде всего от свойств материала и возрастает с повышением предела прочности. Поэтому применение высокопрочных материалов при переменных нагрузках не всегда является целесообразным.

Для легированных сталей $q_\sigma = 0,8 \dots 0,9$;
для углеродистых $q_\sigma = 0,5 \dots 0,6$.

Как показывает опыт, коэффициент чувствительности q зависит также от размеров детали и ее формы. Поэтому в практических расчетах целесообразнее пользоваться эффективными коэффициентами K_σ и K_τ , найденными экспериментальным путем. Значения этих коэффициентов для некоторых видов концентраторов напряжений приведены в табл. 5.14—5.16 (с. 311, 313, 314).

МАСШТАБНЫЙ ФАКТОР. Влияние масштабного фактора на предел выносливости оценивается в расчетах коэффициентом K_d , представляющим собой отношение предела выносливости гладкого образца данного диаметра D к пределу выносливости стандартного образца диаметром d :

$$K_d = \frac{(\sigma_{-1})_D}{(\sigma_{-1})_d} \leq 1.$$

Коэффициент K_d определяется по табл. 5.17 (с. 315).

СОСТОЯНИЕ ПОВЕРХНОСТИ. Дефекты поверхности снижают сопротивление усталости детали. Опытами установлено, что предел выносливости образцов с полированной поверхностью выше, чем у шлифованных, а у шлифованных выше, чем у обработанных резцом, и т. д.

Влияние чистоты поверхности на предел выносливости оценивается коэффициентом K_F , равным отношению предела выносливости образца с заданной обработкой поверхности к пределу выносливости такого же образца, но с тщательно отшлифованной поверхностью:

$$K_F = \frac{(\sigma_{-1})_F}{\sigma_{-1}} \leq 1.$$

Коэффициент K_F определяется из графика, представленного на рис. 5.71 (с. 313).

ТЕМПЕРАТУРА. Испытания образцов из стали и легких сплавов показали, что при умеренных температурах (до 200 °С) предел выносливости существенно не меняется. При высоких температурах кривая усталости для сталей не имеет горизонтальной асимптоты. В этом случае оценки проводят только с учетом предела ограниченной выносливости. При низких температурах предел выносливости повышается.

ВНЕШНЯЯ СРЕДА. При переменных нагрузках коррозия существенно снижает сопротивление усталости, особенно легких сплавов.

В сталях снижение предела выносливости от коррозии тем больше, чем более высокопрочна сталь.

При наличии корродирующей среды на сопротивление усталости влияет и время испытания; разрушающее число циклов уменьшается при уменьшении частоты изменения напряжений, а кривая усталости даже у черных металлов не имеет горизонтальной асимптоты. Количественные характеристики снижения выносливости зависят от агрессивности внешней среды.

Влияние корродирующей среды учитывается в расчетах коэффициентом

$$K = \frac{(\sigma_{-1})_{\text{кор}}}{\sigma_{-1}},$$

где $(\sigma_{-1})_{\text{кор}}$ — предел выносливости при наличии агрессивной среды. Значения коэффициента K приводятся в справочной литературе.

Основы взаимозаменяемости и точность изготовления деталей

3.1. ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ ЕДИНОЙ СИСТЕМЫ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК

Создание современных механизмов, их эксплуатация, ремонт и техническое обслуживание невозможно без использования принципа взаимозаменяемости. **Взаимозаменяемость** — *свойство независимо изготовленных деталей или сборочных единиц обеспечивать у механизмов и машин работоспособное состояние при сборке и ремонте без специальной подгонки*. Взаимозаменяемыми могут быть отдельные детали (гайки, винты, болты и др.), сборочные единицы (подшипники качения, некоторые узлы механизмов), а также изделия в целом. Наиболее применимой является **полная взаимозаменяемость**, когда сборка осуществляется без дополнительной обработки и пригонки. Это дает возможность отдельные детали и узлы изготавливать на одних, специализированных, заводах или цехах серийного или массового производства, а сборку осуществлять на других. При массовом производстве снижается стоимость деталей за счет автоматизации технологических процессов.

Иногда по техническим требованиям допуски на размеры деталей необходимо выдерживать настолько малыми, что это становится нецелесообразным экономически или их трудно выполнить технически. Тогда для получения требуемой точности детали, изготовленные на обычном оборудовании с большими допусками, сортируют на размерные группы, в которых допуски уменьшаются до нужных значений. Сборка деталей осуществляется отдельно по каждой размерной группе (селективная сборка). Такая взаимозаменяемость называется **неполной (ограниченной)** и может быть использована только по отдельным геометрическим параметрам, например при сборке подшипников качения, резьбовых соединений с натягом и других высокоточных изделий.

Взаимозаменяемость обеспечивается системой допусков и посадок, нормированных системой стандартов. «Единая система допусков и посадок» (ЕСДП) регламентирует допуски размеров гладких элементов деталей и посадки, образуемые при их соединении; «Основные нормы взаимозаменяемости» (ОНВ) устанавливают допуски и посадки соединений (резьбовых, конических, шпоночных, шлицевых) и зубчатых передач и колес.

ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ. Основные термины и определения установлены ГОСТом 25346—82.

Две или несколько подвижно или неподвижно соединенных деталей называются сопрягаемыми. В соединении деталей, входящих одна в другую, имеются наружные (охватываемые) и внутренние (охватывающие) поверхности. В соответствии с этим вводятся два термина: **вал** — для обозначения наружных (охватываемых) поверхностей (d), **отверстие** — для обозначения внутренних (охватывающих) поверхностей (D). Эти поверхности могут быть не только цилиндрическими, но и плоскими параллельными поверхностями (например, шпонка и паз на валу).

Номинальный размер (D , d , L , l и др.) — размер, служащий началом отсчета отклонений, относительно которого определяются предельные размеры. Он является общим для отверстия и вала, образующих соединение, и устанавливается либо из условия обеспечения прочности или жесткости, либо из конструктивных соображений. Для снижения номенклатуры режущего инструмента полученные значения номинальных размеров округляют в большую сторону в соответствии со значениями, указанными в ГОСТе 6636—69 «Ряды нормальных линейных размеров». Предусмотрено четыре ряда нормальных размеров Ra5, Ra10, Ra20 и Ra40 (табл. 3.1), составленных на основе рядов предпочтительных чисел (ГОСТ 8032—84) и представляющих собой десятичные ряды геометрических прогрессий со знаменателями: для ряда Ra5 — $\sqrt[5]{10} = 1,6$; для ряда Ra10 — $\sqrt[10]{10} = 1,25$; для ряда Ra20 — $\sqrt[20]{10} = 1,12$; для ряда Ra40 — $\sqrt[40]{10} = 1,06$. В табл. 3.1 приведены нормальные линейные размеры в диапазоне 1—380 мм. При выборе размеров предпочтение должно быть отдано рядам с более узкой градацией (ряд Ra5 следует предпочесть Ra10 и т. д.). Размеры, установленные стандартами на конкретные изделия (средний диаметр резьбы и др.), могут не соответствовать ГОСТу 6636—69.

Таблица 3.1

Ra5	Ra10		Ra20				Ra40							
							1,0	1,05	1,1	1,15	1,2	1,3	1,4	1,5
1,0	1,0	1,2	1,0	1,1	1,2	1,4	1,0	1,05	1,1	1,15	1,2	1,3	1,4	1,5
1,6	1,6	2,0	1,6	1,8	2,0	2,2	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,4
2,5	2,5	3,2	2,5	2,8	3,2	3,6	2,5	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8
4,0	4,0	5,0	4,0	4,5	5,0	5,6	4,0	4,2	4,5	4,8	5,0	5,3	5,6	6,0
6,3	6,3	8,0	6,3	7,1	8,0	9,0	6,3	6,7	7,1	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5
10	10	12	10	11	12	14	10	10,5	11	11,5	12	13	14	15
16	16	20	16	18	20	22	16	17	18	19	20	21	22	24
25	25	32	25	28	32	36	25	26	28	30	32	34	36	38
40	40	50	40	45	50	56	40	42	45	48	50	53	56	60
63	63	80	63	71	80	90	63	67	71	75	80	85	90	95
100	100	125	100	110	125	140	100	105	110	120	125	130	140	150
160	160	200	160	180	200	220	160	170	180	190	200	210	220	240
250	250	320	250	280	320	360	250	260	280	300	320	340	360	380

Действительный размер — размер, установленный непосредственным измерением с допускаемой погрешностью. С целью исключения брака при механической обработке размеры сопрягаемых поверхностей выполняют с определенным допуском. Для наглядности расположения полей допусков принято их одностороннее расположение (рис. 3.1). Действительный размер лежит между **наибольшим** (D_{\max} , d_{\max}) и **наименьшим** (D_{\min} , d_{\min}) **предельными** размерами. На чертежах указываются не предельные размеры, а номинальный размер с предельными отклонениями.

Верхнее предельное отклонение ES (es) — алгебраическая разность между наибольшим предельным и номинальным размерами:

$$ES(es) = D_{\max}(d_{\max}) - D(d).$$

Нижнее предельное отклонение EI (ei) — алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами:

$$EI(ei) = D_{\min}(d_{\min}) - D(d).$$

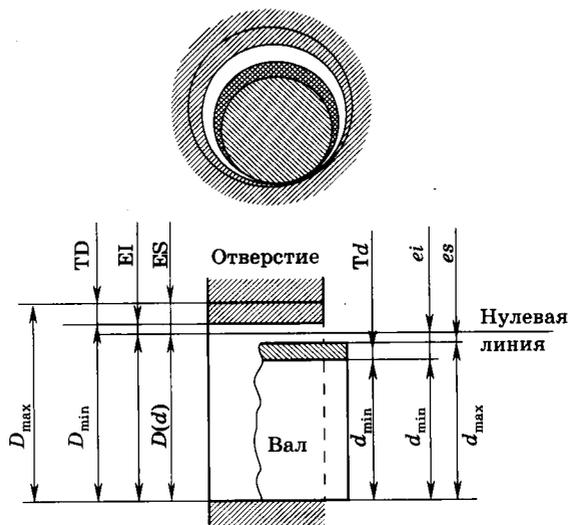


Рис. 3.1

Отклонения могут быть положительными, отрицательными или равными нулю. На чертежах рядом с номинальным размером указываются предельные отклонения в миллиметрах. Отклонения, равные нулю, не указываются; если верхнее и нижнее отклонения равны, т. е. допуск симметричен, их значения указывают после знака « \pm ».

Высота цифр отклонений равна примерно половине высоты цифр номинального размера. Например: $\varnothing 25_{-0,014}^{-0,006}$, $\varnothing 25_{+0,021}^{+0,021}$, $\varnothing 25_{-0,021}^{-0,021}$, $\varnothing 25_{\pm 0,010}^{\pm 0,010}$.

Допуск T (от латинского *Tolerance*) — разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или абсолютное значение алгебраической разности между верхним и нижним отклонениями:

$$T = ES(es) - EI(ei).$$

Величина допуска всегда положительна. При графическом изображении поле допуска располагается между верхним и нижним отклонениями и может размещаться выше, ниже или симметрично относительно нулевой линии. За нулевую принимают линию, соответствующую номинальному размеру, которая служит началом отсчета отклонений.

Посадка — характер соединений, определяемый величиной зазоров или натягов. В зависимости от взаимного расположения полей допусков различают посадки трех видов: с зазором, с натягом и переходную.

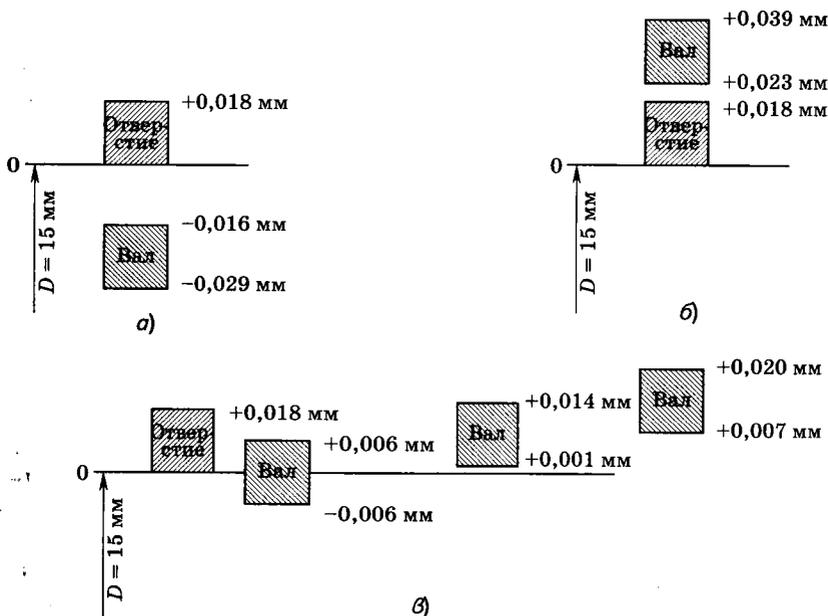


Рис. 3.2

Посадка с зазором — посадка, при которой в соединении обеспечивается гарантированный зазор. Это возможно при расположении поля допуска отверстия выше поля допуска вала (рис. 3.2, а).

Посадка с зазором характеризуется величинами наибольшего S_{\max} и наименьшего S_{\min} зазоров:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} \text{ или } S_{\max} = ES - ei = 0,018 - (-0,029) = 0,047 \text{ мм};$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} \text{ или } S_{\min} = EI - es = 0 - (-0,016) = 0,016 \text{ мм}.$$

К посадкам с зазором относится также посадка, у которой $S_{\min} = 0$.

Посадка с натягом — посадка, при которой в соединении обеспечивается гарантированный натяг, поле допуска вала расположено выше поля допуска отверстия (рис. 3.2, б). Значения наибольшего N_{\max} наименьшего N_{\min} натягов определяют по формулам:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} \text{ или } N_{\max} = es - EI = 0,039 - 0 = 0,039 \text{ мм};$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} \text{ или } N_{\min} = ei - ES = 0,023 - 0,018 = 0,005 \text{ мм}.$$

Переходная посадка — посадка, при которой в соединении возможно появление как зазора, так и натяга. Поля допусков отверстия и вала перекрываются полностью или частично (рис. 3.2, в).

Единая система допусков и посадок — закономерно построенная совокупность допусков и

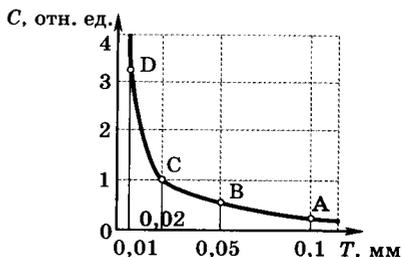


Рис. 3.3

посадок. Система предназначена для выбора рациональных значений допусков, характеризующих точность изготовления деталей. Малые значения допусков затрудняют процесс изготовления деталей и, соответственно, повышают себестоимость изделия, поскольку ужесточаются требования к точности станочного оборудования и квалификации рабочих. По мере уменьшения допуска относительная себестоимость C возрастает по гиперболе. На рис. 3.3 показана зависимость относительной стоимости изготовления детали от величины допуска T . Буквами отмечены виды обработки детали: А — холодное волочение, В — обтачивание на токарном станке, С — обтачивание и шлифование, D — обтачивание, шлифование и притирка.

Большие допуски снижают точность изготовления и, как следствие, качество изделия, его надежность и долговечность. Поэтому рациональными значениями допусков являются максимально возможные, при которых изделие полностью соответствует своему функциональному назначению и требованиям, предъявляемым к нему (работоспособности, надежности, технологичности, экономичности и др.). Единая система допусков и посадок позволяет стандартизовать режущие инструменты и калибры, упрощает конструирование, производство изделий и повышает их качество.

Для нормирования уровня точности введены 19 квалитетов в порядке снижения точности, которые обозначаются номерами 0,1; 0; 1; 2; ... 17. Самой высокой точности соответствует квалитет 0,1, самой низкой — 17. Квалитет — совокупность допусков с постоянной относительной точностью. Обозначается допуск того или иного квалитета сочетанием букв IT с номером квалитета, например IT7 — допуск седьмого квалитета. Допуски квалитетов 0,1; 0 и 1 предназначены для плоскопараллельных концевых мер длины; 2; 3 и 4 — для гладких калибров пробок и калибров скоб; 5 и 6 — для размеров деталей высокоточных соединений (подшипники качения, шейки коленчатых валов, шпиндели высокоточных станков и т. п.). Наиболее распространенными являются квалитеты 7 и 8, которые используют для

ответственных соединений в машиностроении, авиационной технике, автомобилестроении, станкостроении. Размеры деталей сельскохозяйственной техники, подъемно-транспортного оборудования, текстильных машин выполняют по качеству 9. Для деталей, изготовленных литьем и штамповкой, а также допусков на свободные размеры деталей механизмов авиационной и космической техники используют качество 12. Допуски на размеры в деталях общего машиностроения назначают по квалитетам 13—17.

Величины допусков зависят от номинального размера и для близких измерений мало различаются. Поэтому весь ряд линейных размеров 1—10 000 мм разбит на 26 интервалов (1—3, 3—6, 6—10 и т. д.), в пределах которых единица допуска i определяется по формуле

$$i = 0,5\sqrt[3]{D_c} + 0,001D_c,$$

где D_c — среднее геометрическое крайних размеров каждого интервала.

Допуск для любого квалитета

$$ITq = ai,$$

где q — номер квалитета; a — безразмерный коэффициент, установленный для каждого квалитета.

Расположение поля допуска определяется основным отклонением, за которое в ЕСДП принято отклонение, ближайшее к нулевой линии. Установлено 28 основных отклонений, обозначаемых буквами латинского алфавита (рис. 3.4): прописны-

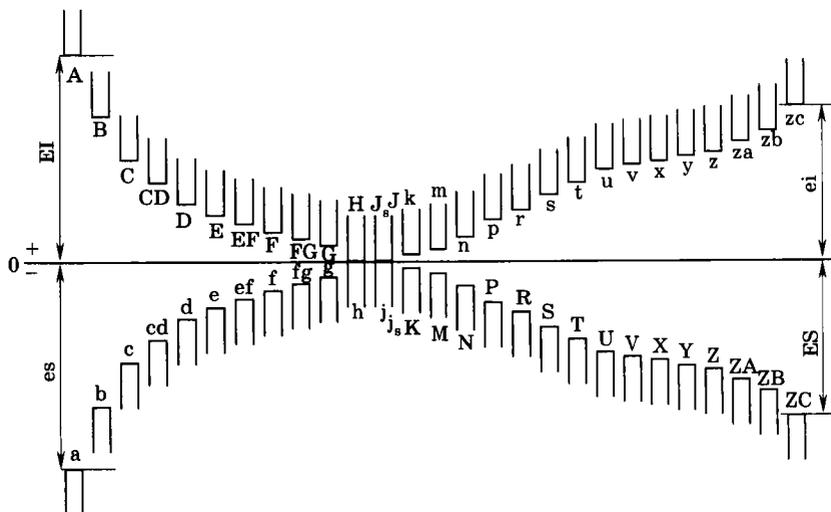


Рис. 3.4

ми буквами (от а до зс) — отклонения для валов, а строчными буквами (от А до ZС) — для отверстий. Каждая буква представляет ряд основных отклонений, зависящих от интервала номинальных размеров. Основное отклонение отверстия располагается симметрично относительно нулевой линии основному отклонению вала, обозначенному той же буквой; отклонения $J_s(j_s)$ поля допусков располагаются также симметрично относительно нулевой линии и не имеют основного отклонения. Существуют два основных отклонения, значения которых равны нулю: основное отверстие Н и основной вал h .

Отклонения от а(А) до h (Н) используются для образования посадок с зазором; от j_s (J_s) до n (N) — переходных посадок; от p (P) до зс(ZC) — посадок с натягом.

Поле допуска образуется сочетанием основного отклонения с допуском по выбранному качеству и обозначается буквой основного отклонения и цифрой качества (например, для вала $f6$, $h7$, $n9$; для отверстия $H7$, $M6$, J_s7).

На чертежах предельные отклонения размеров указываются одним из трех способов: условными (буквенными) обозначениями; числовыми значениями в миллиметрах или комбинированным образом, при котором за условным обозначением в скобках указываются числовые значения. Например: $\varnothing 20r6$, $\varnothing 20^{+0,041}_{+0,026}$, $\varnothing 20r6^{+0,041}_{+0,026}$.

Предельные отклонения должны назначаться для всех размеров, указанных на чертеже, включая несопрягаемые и неотчетственные. Отклонения для размеров валов и отверстий могут быть как односторонними, так и симметричными, для линейных размеров — только симметричными.

Если предельные отклонения не указаны на чертеже непосредственно после значения размера, они называются **неуказанными предельными отклонениями** и оговариваются в технических требованиях чертежа. Неуказанные предельные отклонения нормируют либо качествами (от 12 до 17), обозначенными IT, либо классами точности: «точный» t_1 , «средний» t_2 , «грубый» t_3 , «очень грубый» t_4 . В технических требованиях чертежа запись может быть сформулирована следующим образом: «Неуказанные предельные отклонения размеров: $H12$, $h12$, $\pm \frac{IT12}{2}$ или $\pm \frac{t_2}{2}$ ».

Посадки на сборочных чертежах обозначают сочетанием полей допусков отверстия и вала одним из трех способов:

$40 \frac{H7}{g6}$; $40H7/g6$; $40H7—g6$.

В числителе или на первом месте указывается отклонение для отверстия, в знаменателе или на втором месте — отклонение для вала. Наиболее употребимым является первый способ обозначения.

Назначаются посадки в ЕСДП по двум системам: **посадки в системе отверстия**, в которых различные зазоры и натяги получают соединением различных валов (например, g, m, p) с основным отверстием H (рис. 3.5, а); **посадки в системе вала**, в которых

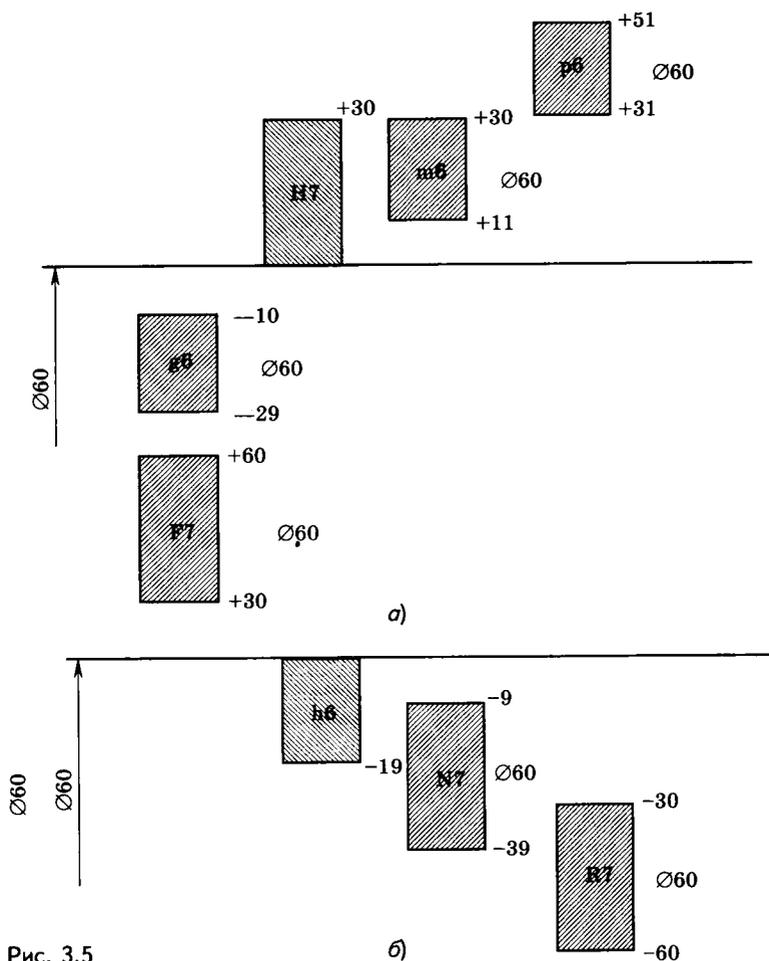


Рис. 3.5

различные зазоры и натяги получают соединением различных отверстий (например, F, N, R) с основным валом h (рис. 3.5, б). Предельные отклонения на рис. 3.5 указаны в микрометрах.

По экономическим соображениям более предпочтительной является система отверстия. Изготовить вал с любым предельным отклонением можно одним режущим инструментом. При выполнении отверстия заданного номинального размера для каждого отклонения требуется свой режущий инструмент. Поэтому назначение посадок в системе отверстия, когда для образования любой посадки используется только одно отклонение H, позволяет сократить число типоразмеров режущего инструмента. Для размеров 1—3150 мм допуск отверстия назначают на один-два качества больше допуска вала, так как точное отверстие получить труднее, чем точный вал. При размерах менее 1 мм вал технологически обработать труднее, чем отверстие, в этих случаях допуски отверстия и вала принимают одинаковыми. В некоторых случаях возможно применение комбинированных посадок, образованных из основных отклонений, предусмотренных ЕСДП, например, для соединений с большим зазором $\left(\frac{F8}{j_s7}\right)$.

Таблица 3.2

Соединение основного вала с ос- новным отверстием		Система отверстия													
		Посадки с зазорами						Переходные посадки				Посадки с натягами			
$\frac{H5}{h4}$	$\frac{H6}{h5}$	$\frac{H5}{g4}$	$\frac{H6}{g5}$	$\frac{H6}{f6}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H5}{j_s4}$	$\frac{H5}{k4}$	$\frac{H5}{m4}$	$\frac{H6}{p5}$	$\frac{H6}{r5}$	$\frac{H6}{s5}$	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	
$\frac{H7}{h6}$	$\frac{H8}{h7}$	$\frac{H7}{e7}$	$\frac{H7}{e8}$	$\frac{H7}{d8}$	$\frac{H7}{c8}$	$\frac{H8}{f8}$	$\frac{H5}{n4}$	$\frac{H6}{j_s5}$	$\frac{H6}{k5}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{s7}$	$\frac{H7}{t6}$	$\frac{H7}{u7}$	$\frac{H8}{s7}$	
$\frac{H8}{h8}$	$\frac{H9}{h8}$	$\frac{H8}{f7}$	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{H8}{d8}$	$\frac{H8}{c8}$	$\frac{H8}{f9}$	$\frac{H6}{m5}$	$\frac{H6}{n5}$	$\frac{H7}{j_s6}$	$\frac{H8}{u8}$	$\frac{H8}{x8}$	—	$\frac{H8}{z8}$	—	
$\frac{H8}{h9}$	$\frac{H9}{h9}$	$\frac{H8}{c9}$	$\frac{H8}{d9}$	$\frac{H9}{f8}$	$\frac{H9}{f9}$	$\frac{H9}{c9}$	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{H7}{m6}$	$\frac{H7}{n6}$	—	—	—	—	—	
$\frac{H10}{h9}$	$\frac{H10}{h10}$	$\frac{H9}{e8}$	$\frac{H9}{d9}$	$\frac{H10}{d10}$	$\frac{H11}{d11}$	$\frac{H11}{c11}$	$\frac{H8}{j_s7}$	$\frac{H8}{k7}$	$\frac{H8}{m7}$	—	—	—	—	—	
$\frac{H11}{h11}$	$\frac{H12}{h12}$	—	$\frac{H11}{b11}$	$\frac{H11}{a11}$	$\frac{H12}{b12}$	—	—	$\frac{H8}{n7}$	—	—	—	—	—	—	

В соответствии с практикой для размеров 1—500 мм рекомендованы предпочтительные поля допусков, которые обеспечивают 90—95% посадок общего применения (табл. 3.2). Использование рекомендуемых посадок сокращает номенклатуру режущих инструментов и калибров и способствует повышению уровня унификации изделий. В рамках указаны предпочтительные посадки. При необходимости допускаются к применению и другие посадки, образованные из полей допусков ЕСДП.

3.2. ОТКЛОНЕНИЯ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Нормальная работа любого механизма не может быть обеспечена только правильным назначением допусков на размеры деталей. Отклонения формы и взаимного расположения поверхностей снижают точность и надежность работы изделия, нарушают посадку соединений, увеличивают износ сопряженных поверхностей из-за нарушения целостности слоя смазочного материала, затрудняют сборку.

Основные термины и определения установлены ГОСТом 24642—81. Приняты следующие обозначения: Δ — отклонение формы или расположения поверхностей; T — допуск формы или допуск расположения; L — длина нормируемого участка.

Отклонение формы Δ — *отклонение формы реальной поверхности, полученной при изготовлении детали, от формы номинальной поверхности, заданной чертежом или другой технической документацией.* Количественная оценка отклонений формы и расположения основана на прилегающих прямых, поверхностях и профилях. **Прилегающая поверхность (профиль)** — *поверхность (профиль), имеющая форму номинальной поверхности 1 (профиля), соприкасающуюся с реальной поверхностью 2 (профилем) и расположенная вне материала детали так, чтобы отклонение Δ от нее (него) наиболее удаленной точки реальной поверхности (профиля) в пределах нормируемого участка L было минимальным* (рис. 3.6). Для прилегающего цилиндра и прилегающей окружности условие минимального отклонения не соблюдается. При наружных поверхностях ими будут описанный цилиндр или окружность минимального диаметра, а при внутренних — вписанный цилиндр или окружность максимального диаметра. В соответствии с ГОСТом 24642—81 установлены отклонения и допуски формы, расположения и суммарные допуски формы и расположения.

3.2.1. Отклонения и допуски формы

Отклонение от плоскостности (прямолинейности) — наибольшее расстояние Δ от точек реальной поверхности 2 (профиля 2) до прилегающей поверхности 1 в пределах нормируемого участка (рис. 3.6, а, б). Частными случаями отклонений являются выпуклость и вогнутость.

Отклонение от круглости — наибольшее расстояние Δ от точек реальной поверхности 1 до прилегающей окружности. Частными случаями отклонений являются овальность (рис. 3.6, в) и огранка (рис. 3.6, г).

Отклонение от цилиндричности — наибольшее расстояние Δ от точек реальной поверхности 2 до прилегающего цилиндра 1 в пределах нормируемого участка L (рис. 3.6, д).

Отклонение профиля продольного сечения — наибольшее расстояние Δ от точек образующих реальной поверхности 2, лежащих в плоскости, проходящей через ее ось, до соответствующей стороны прилегающего профиля 1 в пределах нормируемого участка L (рис. 3.6, е).

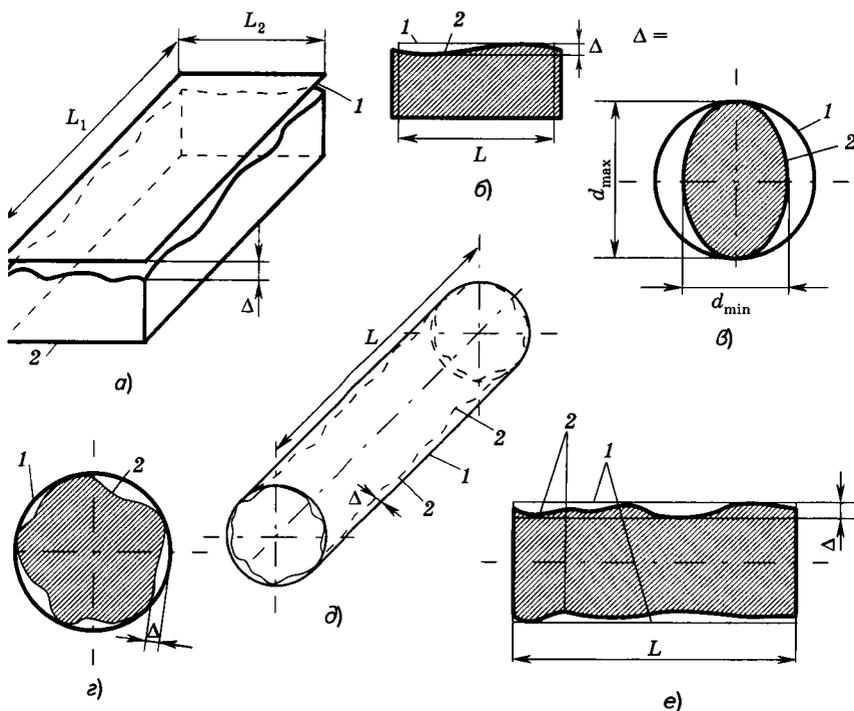


Рис. 3.6

Между допуском формы и допуском размера установлены определенные соотношения в соответствии с тремя уровнями относительной геометрической точности.

Уровень *A* — допуск формы составляет 60% допуска размера (нормальная точность). Назначают допуски формы по этому уровню для деталей подвижных соединений при небольших нагрузках и скоростях относительного движения; для неподвижных соединений с переходными посадками или с натягом; для соединений, требующих повторных сборок и разборок.

Уровень *B* — допуск формы составляет 40% допуска размера (повышенная точность). Назначают допуски для подвижных соединений при средних нагрузках и скоростях относительного движения; для соединений с натягом и по переходным посадкам при высоких требованиях к точности и прочности.

Уровень *C* — допуск формы составляет 25% допуска размера (высокая точность). Назначают допуски для подвижных соединений при высоких нагрузках и скоростях относительного движения, а также при высоких требованиях к плавности хода и герметичности соединений; для неподвижных соединений, работающих при высоких нагрузках и при действии вибраций и ударных воздействий.

3.2.2. Отклонения и допуски расположения

Отклонение расположения Δ — отклонение реального расположения поверхности от ее номинального расположения. При оценке отклонений расположения рассматриваемых поверхностей (профилей) относительно базовых элементов (под которыми понимаются поверхности, линии, точки) отклонения формы не рассматриваются. Поэтому реальные поверхности *2* и профили заменяются прилегающими *1*, а за оси, плоскости симметрии и центры реальных поверхностей принимаются оси, плоскости симметрии и центры прилегающих элементов.

Отклонение от параллельности поверхностей — разность $\Delta = a - b$ наибольшего и наименьшего расстояний между плоскостями в пределах нормирующего участка (рис. 3.7, а). Допуском параллельности *T* является наибольшее значение отклонения от параллельности.

Отклонение от перпендикулярности плоскостей — отклонение Δ угла между плоскостями от прямого угла, выраженное в линейных единицах на длине нормируемого участка (рис. 3.7, б). Наибольшее значение этого отклонения является допуском перпендикулярности *T*.

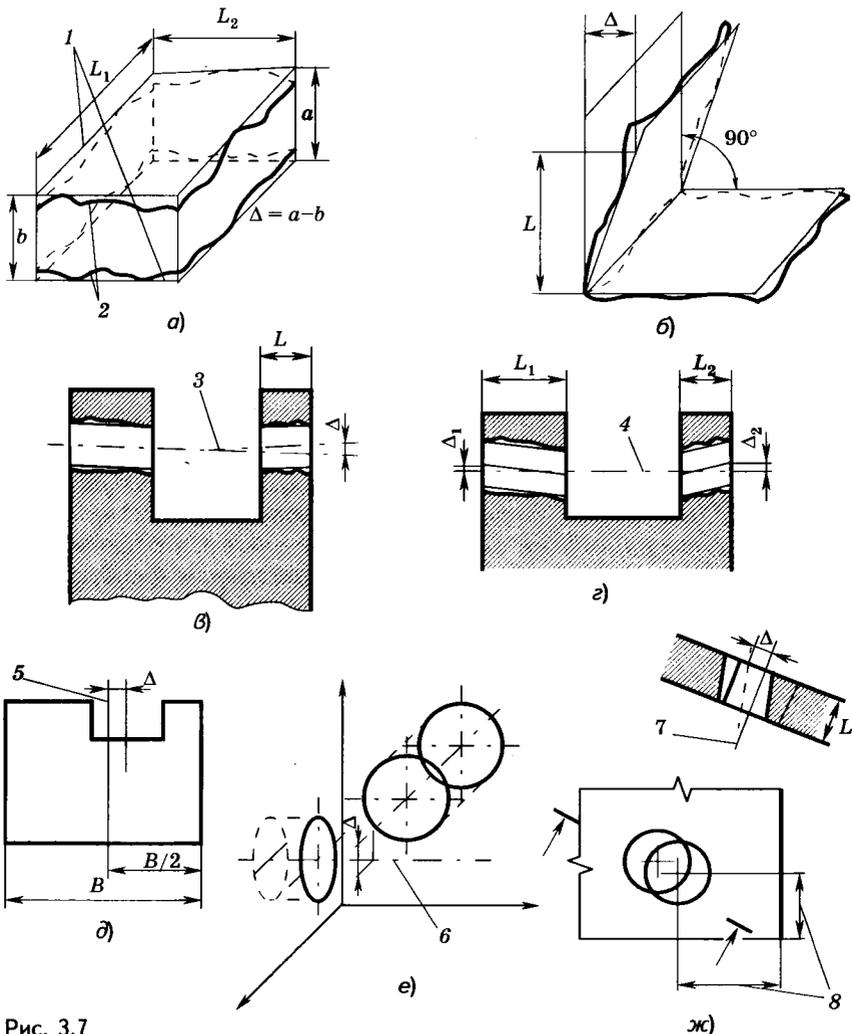


Рис. 3.7

Отклонение наклона плоскости относительно плоскости или оси — отклонение Δ угла между плоскостью и базовой плоскостью или базовой осью от номинального угла, выраженное в линейных единицах на длине нормируемого участка. Наибольшее допустимое значение этого отклонения является допуском наклона T .

Отклонение от соосности относительно оси базовой поверхности 3 — наибольшее расстояние Δ между осью рассматриваемой поверхности вращения и осью базовой поверхности на длине нормируемого участка L (рис. 3.7, в).

Отклонение от соосности относительно общей оси 4 — наибольшее расстояние (Δ_1, Δ_2) между осью рассматриваемой поверхности вращения и общей осью двух или нескольких поверхностей вращения на длине нормируемого участка (рис. 3.7, з). Допуск соосности в диаметральном выражении — удвоенное наибольшее допускаемое значение отклонения от соосности (со знаком \emptyset перед числовым значением), а в радиусном выражении — наибольшее значение этого отклонения.

Отклонение от симметричности относительно базовой плоскости — наибольшее расстояние Δ между плоскостью симметрии рассматриваемой поверхности и базовой плоскостью симметрии 5 в пределах нормируемого участка (рис. 3.7, д).

Отклонение от пересечения осей — наименьшее расстояние Δ между осями, номинально пересекающимися.

Поле допуска пересечения осей — область в пространстве, ограниченная двумя параллельными плоскостями, отстоящими одна от другой на расстоянии, равном удвоенному допуску пересечения в диаметральном выражении (указывается со знаком T перед числовым значением) или допуску пересечения в радиусном выражении (указывается со знаком $T/2$) и расположенными симметрично относительно базовой оси 6 (рис. 3.7, е).

Позиционное отклонение — наибольшее отклонение Δ реального расположения элемента (его центра, оси или плоскости симметрии) от его номинального расположения в пределах нормируемого участка (рис. 3.7, ж). На рисунке 7 — номинальное расположение оси, 8 — номинальные размеры.

Кроме указанных допусков нормируются суммарные отклонения и допуски формы и расположения поверхностей. **Радиальное биение** — разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля 1 поверхности вращения до базовой оси 2 в сечении плоскостью, перпендикулярной базовой оси (рис. 3.8, а). Это биение в основном является результатом отклонения от соосности исследуемой поверхности относительно базовой оси 2 и отклонения от круглости профиля рассматриваемого сечения. Если определяется разность наибольшего и наименьшего расстояний от всех точек реальной поверхности в пределах нормируемого участка L до базовой оси 2 (рис. 3.8, а), то находят полное радиальное биение.

Торцевое биение — разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек всей торцевой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси 2 (рис. 3.8, б). Оно является результатом совместного проявления отклонений от плоскостности рассматриваемой поверхности и отклонения от ее перпендикулярности относительно базовой оси.

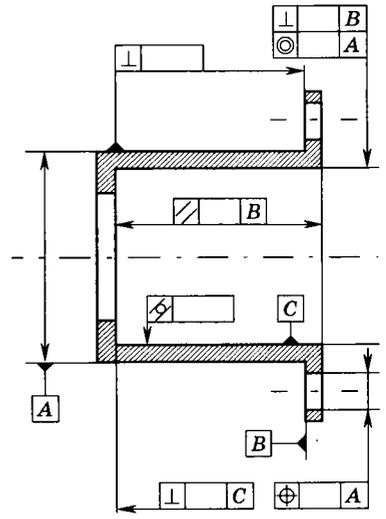
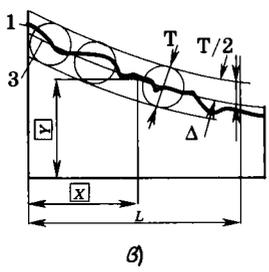
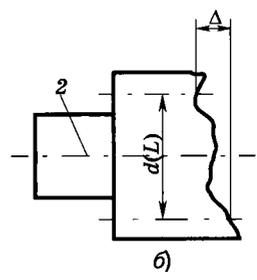
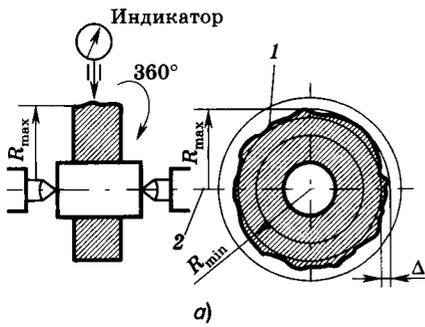


Рис. 3.8

Отклонение формы заданного профиля (поверхности) — наибольшее отклонение точек реального профиля 1 (поверхности) от номинального профиля 3 (поверхности), определяемое по нормали к номинальному профилю (поверхности) в пределах нормируемого участка. Поле допуска формы профиля является область, ограниченная двумя линиями, эквидистантными номинальному профилю 3 и полученными как огибающие семейства окружностей, диаметр которых равен допуску формы заданного профиля в диаметральном выражении T , а центры их находятся на номинальном профиле 3 (рис. 3.8, в). Здесь x , y — номинальные значения координат.

Рис. 3.9

Правила указания допусков формы и расположения установлены ГОСТом 2.308—79. Условные обозначения этих допусков приведены в табл. 3.3 (с. 132). Знак и числовое обозначение допуска, а также буквенное обозначение базы вписывают в прямоугольную рамку, разделенную на два или на три поля (рис. 3.9). На первом месте указывается знак, на втором — числовое значение допуска в миллиметрах, на третьем, если необходимо, — буквенное обозначение базы (баз) или поверхности, с которой

Таблица 3.3

Группа допусков	Вид допуска	Знак	Числовое значение допуска
Формы	Допуск прямолинейности	—	Ограничивает абсолютную величину отклонения
	Допуск плоскостности		
	Допуск цилиндричности		Ограничивает отклонение в радиусном выражении
	Допуск круглости	○	
	Допуск профиля продольного сечения	≡	
Расположения	Допуск параллельности	//	Ограничивает предельное отклонение погрешности от базы
	Допуск перпендикулярности	⊥	
	Допуск наклона	∠	
	Допуск соосности	◎	Ограничивает отклонение либо в диаметральном (Ø или T), либо в радиальном (R или T/2) выражении
	Допуск симметричности	≡	
	Позиционный допуск	⊕	
	Допуск пересечения осей	×	
Суммарные формы и расположения	Допуск радиального биения		Ограничивает суммарное отклонение, показываемое индикатором при измерении
	Допуск торцового биения		
	Допуск биения в заданном направлении		
	Допуск полного радиального биения		То же
	Допуск полного торцового биения		
Допуск формы заданного профиля		Ограничивает суммарное отклонение либо в форме T, либо T/2	
Допуск формы заданной поверхности			

связан допуск расположения. Рамка размещается горизонтально, и не допускается пересечение ее какими-либо линиями. Сплошная линия со стрелкой на конце соединяет рамку с элементом, к которому относится допуск. Если допуск относится к оси или плоскости симметрии, то соединительная линия является продолжением размерной; если допуск относится к общей оси (плоскости симметрии), то соединительную линию проводят к общей оси. Базу обозначают зачерненным треугольником и буквой. Если базой является ось или плоскость симметрии, треугольник располагают в конце размерной линии. Иногда треугольник базы соединяют линией с рамкой допуска.

3.2.3. Шероховатость поверхностей

Шероховатость поверхности — это совокупность неровностей поверхности с относительно малыми шагами, выделенная с помощью базовой длины l . Шероховатость относится к микрогеометрии поверхности и рассматривается на небольших участках (до нескольких квадратных миллиметров), поэтому протяженность длины базовой линии выбирают такой, чтобы на изменение высотных параметров неровностей не накладывалось влияние волнистости поверхности (рис. 3.10). **Базовая длина l** — длина базовой линии, используемой для выделения неровностей, характеризующих шероховатость поверхности. Шероховатость образуется вследствие пластического деформирования поверхностного слоя в процессе механической обработки. Реальный профиль получают в виде профилограммы при ощупывании исследуемой поверхности алмазной иглой. Изображение профиля на профилограмме является несколько утрированным в связи с разным увеличением по осям. Увеличение по вертикали (100—200 000) на один-два порядка всегда больше увеличения по горизонтали (10—10 000). Типичная профилограмма представлена на рис. 3.11.

Оценивается шероховатость от средней линии профиля m — базовой линии, имеющей форму номинального профиля и проведённой так, что в пределах базовой длины l среднее квадратичное отклонение профиля y_i от этой линии имеет минималь-

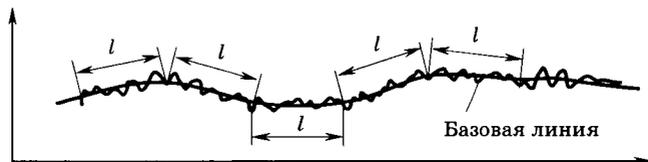


Рис. 3.10

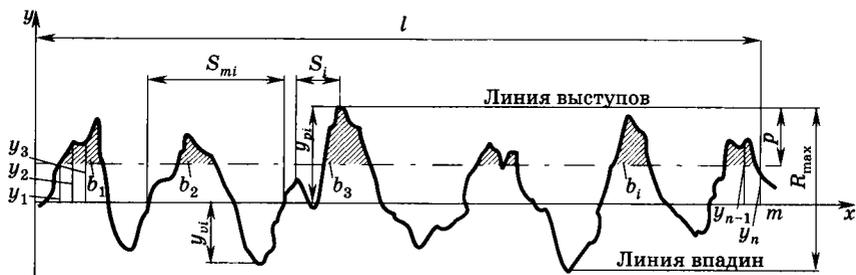


Рис. 3.11

ное значение $\int_0^l y^2 dx = \min (y_i - \text{расстояние любой точки профиля до средней линии})$. Средняя линия профиля является базой для определения числовых значений параметров шероховатости поверхности.

Установлено шесть параметров шероховатости (ГОСТ 2789—73): три высотные (R), связанные с величинами выступов и впадин; два параметра шаговые (S), связанные со значениями неровностей в направлении базовой длины, и один параметр опорный (t_p), связанный с формой неровностей профиля.

Высота неровностей профиля по десяти точкам R_z — сумма средних абсолютных значений высот пяти наибольших выступов профиля y_{pi} и глубин пяти наибольших впадин профиля y_{vi} в пределах базовой длины:

$$R_z = \frac{1}{5} \left(\sum_{i=1}^5 |y_{pi}| + \sum_{i=1}^5 |y_{vi}| \right).$$

Среднее арифметическое отклонение профиля R_a — среднее арифметическое абсолютных значений отклонений профиля (y) в пределах базовой длины:

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|,$$

где n — число выбранных точек профиля на базовой длине.

Наибольшая высота неровностей профиля R_{\max} — расстояние между линией выступов профиля и линией впадин профиля в пределах базовой длины. Линией выступов профиля является линия, проходящая через вершину наибольшего выступа и эквидистантная средней линии. Линия впадин проходит через низшую впадину на базовой длине и также является эквидистантной средней линии.

Средний шаг неровностей профиля S_m — среднее значение шага неровностей профиля в пределах базовой длины:

$$S_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{mi},$$

где S_{mi} — шаг неровностей, равный длине отрезка средней линии между точками пересечения ее одноименными сторонами соседних неровностей; n — число шагов местных выступов профиля.

Средний шаг местных выступов профиля S — среднее значение шагов местных выступов профиля, находящихся в пределах базовой длины:

$$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i,$$

где S_i — шаг местных выступов профиля, который является отрезком линии между проекциями на нее наивысших точек соседних местных выступов профиля; n — число шагов местных выступов профиля.

Относительная опорная длина профиля t_p — отношение опорной длины профиля η_p к базовой длине l на заданном уровне сечения p

$$t_p = \frac{\eta_p}{l},$$

где $\eta_p = \sum_{i=1}^n b_i$ — опорная длина профиля (сумма длин отрезков b_i на заданном уровне p) (см. рис. 3.11); p — уровень сечения профиля, который определяет расстояние между линией выступов профиля и линией, пересекающей профиль эквидистантно линии выступов профиля.

В отечественной промышленности традиционно используются в основном параметры шероховатости Ra и Rz . Более полное представление о шероховатости дает параметр Ra , так как он определяется по большему числу точек профиля. Параметр Rz рекомендуется использовать при значениях высоты неровностей 320—10 и 0,1—0,025 мкм. В остальных случаях, которых большинство, шероховатость нормируют значениями Ra .

Значения шероховатости устанавливает конструктор в зависимости от точности изготовления, конструктивных особенностей и функционального назначения детали, для обеспечения заданного качества изделий. Если нет необходимости, требования к шероховатости поверхности не оговаривают и шероховатость этой поверхности не контролируют. Для неотчетливых поверхностей шероховатость определяется требованиями техниче-

ской эстетики, коррозионной стойкостью и технологией изготовления. Требования к шероховатости поверхности устанавливаются без учета дефектов поверхности (царапин, раковин и т. п.) и при необходимости их указывают отдельно.

В обозначении символ параметра шероховатости R_a не указывается, а дается только числовое значение, например 0,63; для остальных параметров шероховатости указывается соответствующий символ и числовое значение шероховатости, например $R_z 20$, $R_{\max} 6,3$, $S_m 0,1$, $S 0,32$, $t_{40} 60$. Здесь указываются наибольшие допустимые значения параметров шероховатости, наименьшие их значения не ограничиваются. При необходимости указания диапазона значений параметров шероховатости поверхности (наибольшего и наименьшего) в обозначении приводятся пределы этих значений, которые размещаются в две строки. Шероховатость обозначается для всех поверхностей деталей, выполняемых по данному чертежу, условным знаком с соответствующими числовыми значениями. Наиболее предпочтительным является знак, который не устанавливает вид обработки (рис. 3.12, а). Для поверхностей, получаемых удалением

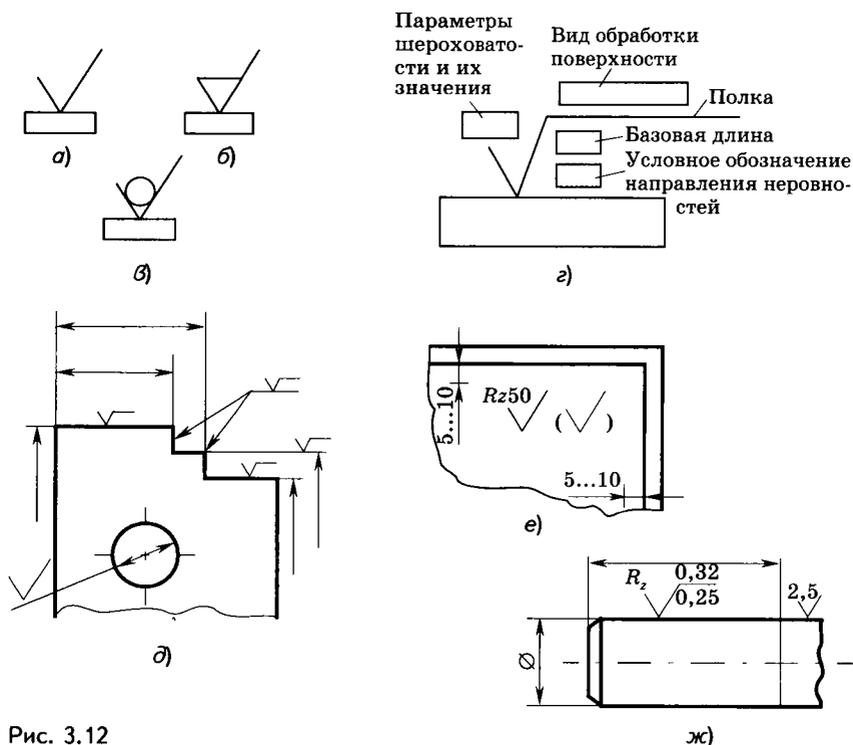


Рис. 3.12

слоя материала (резанье, полирование, травление и т. п.), используют знак, приведенный на рис. 3.12, б. Если поверхность детали получают без снятия слоя материала (литье, штамповка,ковка, волочение и др.), то шероховатость обозначают знаком, показанным на рис. 3.12, в; поверхности, не обрабатываемые по данному чертежу, обозначаются этим же знаком. При необходимости шероховатость обозначают дополнительными условными знаками, указывающими вид обработки поверхности, направление неровностей, базовую длину (рис. 3.12, г). Ставится знак шероховатости непосредственно на линии контура детали, на размерной линии к этой поверхности или на полках выносных линий (рис. 3.12, д). При одинаковой шероховатости всех поверхностей детали знак выносится в правый верхний угол чертежа и на изображении детали не указывается. Если обрабатываемые поверхности детали по шероховатости нормируются в различной степени, то в правый верхний угол чертежа выносится знак с параметрами шероховатости большинства поверхностей, а рядом с ним в скобках дается еще один знак шероховатости, но без указания параметров шероховатости (рис. 3.12, е). Этот дополнительный знак указывает на то, что на чертеже имеются поверхности с параметрами шероховатости, обозначенными непосредственно на изображении детали. Когда шероховатость одной поверхности детали на отдельных участках различна, эти участки разграничиваются сплошной тонкой линией с нанесением размеров и обозначением шероховатости (рис. 3.12, ж).

Основы трибологии (трения, изнашивания, смазки)

4.1. ТРИБОЛОГИЯ — МЕЖДИСЦИПЛИНАРНАЯ НАУКА

Трибология (от греч. *tribos* — трение и *logos* — слово, учение) как научно-техническая дисциплина объединяет проблемы трения, износа и смазки, изучает процесс взаимодействия поверхностей при их относительном движении. Термин появился в 1966 г. в Англии (автор П. Джост).

Решение проблемы увеличения срока службы основных видов машин, оборудования и приборов, снижение их металлоемкости, сохранение энергии, экономии материалов, повышение производительности, обеспечение экологичности и безопасности зависят от повышения износостойкости и надежности узлов трения.

Значительная часть (около 30%) мировых энергетических ресурсов в различных формах расходуется на трение, 80—90% подвижных сопряжений машин выходят из строя вследствие износа. При этом снижаются КПД, точность, экономичность, надежность и долговечность машин, ухудшаются их динамические и акустические характеристики. Наряду с известными актуальными вопросами обеспечения работоспособности узлов, наиболее подверженных износу (например, шарнирных соединений гусеницы в тракторах и тягачах, цилиндро-поршневой пары двигателей внутреннего сгорания, насосов, компрессоров, уплотнительных систем, контактов «колесо—рельс», «шина—дорога»), современные наука и техника ставят новые сложные задачи, связанные с развитием авиационно-космической техники, атомной энергетики, компьютерных систем, освоением Океана, глубоких недр Земли, ближнего и дальнего Космоса и др. Опыт показывает, что износ лимитирует ресурс газонефтепромыслового оборудования в 50—70% случаев, усталостные поломки — в 15—20%; он является главной причиной отказов

горнодобывающей и обрабатывающей техники. Трибология — главная проблема в промышленности средств высокоплотной машинной записи.

Высокие нагрузки, скорости, широкий диапазон изменения температур, вакуум, агрессивные жидкие и газовые среды, воздействия излучений, магнитных и электрических полей типичны для условий функционирования современных узлов трения. Углубленное изучение процессов на атомно-молекулярном уровне требует разработки специальных физических, химических и механических методов анализа, приборного обеспечения экспериментов — электронной, оптической, рентгеновской, ионной микроскопии, спектрометрии, ИК-спектроскопии, масс-спектроскопии, электронного парамагнитного резонанса и др.

Ресурс и надежность узлов трения, понижение сил трения в трущихся сопряжениях, повышение сил трения во фрикционных устройствах и тормозах достигается применением новых композиционных материалов, покрытий, поверхностных упрочняющих технологий, физико-химических модификаций поверхностей, а также созданием новых смазочных материалов и присадок, добавок к ним.

Правильное использование достижений трибологии дает экономический эффект от 1,3 до 2% стоимости валового национального продукта.

4.1.1. Основные направления развития трибологии

Исследования в области механики контактных взаимодействий, химических и диссипативных процессов в поверхностных и приповерхностных слоях трущихся материалов показывают, что материал в указанных слоях в процессе трения резко изменяет свое физическое состояние, меняя механизм контактного взаимодействия. Происходят существенные изменения в суб- и микроструктуре поверхностных микрообъемов. Изучение кинетики структурных, фазовых и диффузионных превращений, прочностных и деформационных свойств активных микрообъемов поверхности, элементарных актов деформации и разрушения, поиск числовых критериев оптимального структурного состояния, оценок качества поверхности являются фундаментальной основой в создании материалов и смазочных сред триботехнических систем.

Межатомный масштаб связан с характерным сдвигом, производимым элементарными носителями пластической деформации (дислокациями). В легированных металлических системах величина межатомного расстояния отражает количественный

элементный состав твердых растворов и представляет собой идентификатор фазового состава; в нем заложена информация о диффузионных процессах в материале.

НАНОТРИБОЛОГИЯ. Изучение процессов трения на атомном уровне стало возможным после создания атомно-силовых микроскопов. Экспериментальные и теоретические исследования адгезии, трения, износа, смазки, химических взаимодействий, трибоэлектромагнетизма охватывают наноструктурный уровень. Атомно-силовая и фрикционная микроскопия, аппарат поверхностных сил, техника кварцевого кристаллического микробаланса и другие методы являются весьма перспективными для нанотрибологии. Наноструктурный уровень изучаемых процессов необходим для широкого спектра технических применений, например, для технологии производства и поверхностного покрытия жестких магнитных дисков компьютеров, микросенсорных датчиков и др. Достижения сканирующей зондовой микроскопии, нанотрибологии и нанотехнологии существенно необходимы для получения практических эффектов в микроэлектронике.

АТОМИСТИЧЕСКАЯ ТЕОРИЯ ТРИБОПРОЦЕССОРОВ. Процессы адгезионного трения являются наиболее сложными и наименее изученными. Описание адгезии, трения и износа на основе атомистических моделей химической связи, электрон-фононных процессов с явлениями диссипации энергии служит основой построения атомистической теории трибопроцессов. Процессы диффузии локализуются в тонких поверхностных слоях, в малых объемах обнаруживаются резко повышенное количество точечных дефектов кристаллической решетки, увеличение коэффициента диффузии на несколько порядков, изменение пределов взаимной растворимости элементов. Наличие в контакте смазочной среды влияет на закономерности возникновения и распределения дефектов кристаллической решетки, на формирование химического состава и структурного состояния поверхностных слоев. Необходимо теоретическое описание поведения ансамблей дефектов различного рода при действии полей напряжений, температур, при изменении градиентов химического потенциала с учетом механизмов накопления повреждаемости, зарождения и распространения очагов разрушения в приповерхностных и поверхностных слоях материалов при трении.

ТЕПЛОФИЗИКА БЫСТРОПРОТЕКАЮЩИХ ПРОЦЕССОВ ТРЕНИЯ. Важное значение имеют экспериментально-теоретическое исследования теплофизики быстропротекающих процессов трения, охватывающее широкий диапазон изменения скоростей от

десятков до нескольких тысяч метров в секунду, при значительных ускорениях поступательного движения тел и импульсных воздействиях. Данные исследования актуальные для решения задач, связанных с созданием тормозов, муфт, сцеплений в автомобильном, железнодорожном, авиационном транспорте, газовых подшипников, направляющих и опор ультрацентрифуг, магнитодинамических подшипников и др.

Практическое и научное значение имеет возможность получения тонких поверхностных пленок на поверхностях трения под влиянием контактных давлений, температур, временного фактора, химического взаимодействия материалов и смазочных сред, при воздействии окружающей среды. Необходимы теоретические основы и реологические уравнения для граничных смазочных слоев при высоких давлениях, скоростях сдвига, температурах с учетом анизотропии свойств.

ИССЛЕДОВАНИЯ В ОБЛАСТИ ТЕОРИИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ И КОНТАКТНО-ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ СМАЗКИ. В этой области перспективными являются исследования, учитывающие неизотермичность, нестационарность контакта, неьютоновское поведение смазочного материала, влияние турбулентности, многофазных течений. Замена смазочных материалов нефтяного происхождения жидкостями на водной основе позволяет не только сэкономить нефтяные масла, но и обеспечить более высокий теплоотвод и снизить потери на трение.

НАНОЭЛАСТОГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ ТЕОРИЯ СМАЗКИ. Данная теория должна учитывать процессы, протекающие на молекулярном уровне, включающие физику и химию граничных процессов смазывания.

Подшипниковые узлы с газовой смазкой обеспечивают повышенный ресурс, работоспособны в широком диапазоне температур от -260 до $+1000$ °С и более, при повышенной радиации и высоких частотах вращения (до 1000 тыс. об/мин), а также в сложных экстремальных условиях. При этом снижаются трение, габаритные размеры, металлоемкость, шум, демпфируются вибрации, повышаются точность и чувствительность приборов.

ЭФФЕКТ ИЗБИРАТЕЛЬНОГО ПЕРЕНОСА. Использование данного эффекта в различных системах позволяет получить в зоне трения тонкую металлическую пленку с низким сопротивлением сдвигу. Физико-химическая адсорбция и образование химических связей с продуктами механической деструкции углеводородов смазочного материала создают дополнительные антифрикционные слои, обеспечивающие низкий коэффициент трения и повышенную износостойкость.

МАГНИТОАКТИВНЫЕ ЖИДКОСТИ ДЛЯ УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ. Работы в этой области весьма перспективны. Развивается магнитопорошковый метод смазки узлов сухого трения — метод непрерывной подачи магнитоактивного порошкообразного смазочного материала на поверхности деталей трения с помощью неоднородного магнитного поля в целях обеспечения длительной работоспособности механизмов в экстремальных условиях (высокие температуры, вакуум, радиация и т. д.).

КОНСТРУКТИВНЫЕ И ТОПЛИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ АТОМНОЙ ЭНЕРГЕТИКИ. Значительный процент аварий, происходящих в ядерных реакторах, вызывается повышенной вибрацией. Вибрация возникает, как правило, вследствие турбулентности потока и пульсаций давления теплоносителя. Фреттинг-коррозия, виброизнос — основные причины повреждения твэлов, конструкций теплообменников и других соединений. Для повышения надежности атомного энергетического оборудования следует развивать трибологические исследования применительно к конструкционным и топливным элементам атомной энергетики. Необходимо исследовать влияние нейтронного облучения на фрикционное взаимодействие материалов атомной техники, создать специальные антифрикционные покрытия для обеспечения нормального функционирования пары «топливо—оболочка» в твэлах энергетических водо-водяных реакторов.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ В ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ УСЛОВИЯХ. Проблема обеспечения длительного ресурса и надежности узлов трения авиационно-космической техники весьма важна в связи со спецификой условий работы (глубокий вакуум, отсутствие кислородной среды, повышенный нагрев, большие градиенты полей напряжений, температур, воздействие вибрации, облучение), а также со сложностью или невозможностью применения традиционных смазочных материалов, затруднения в проведении ремонта и т. п.

ГЕРМЕТОЛОГИЯ. Герметология занимается изучением закономерностей герметизации, особенностей конструирования герметичных узлов и другими вопросами, связанными с обеспечением герметичности соединений деталей машин.

Обеспечение работоспособности и надежности уплотнительных устройств имеет часто решающее значение в проблеме ресурса и безотказности машин и оборудования. Комплексная проблема совершенствования уплотнительной техники включает создание новых материалов, покрытий, отделочно-упрочняющих технологий, выбор оптимальных конструкций, усилий герметизации в условиях применительно к уплотнению различных

сред, в широком спектре нагружения, вибраций, перепадов температур, в экстремальных условиях.

Возросли требования к срокам службы и надежности узлов трения, к уровню нагрузок и температур, скоростей в зоне контакта. Контактные напряжения для локального герцежеского контакта в трущихся парах достигают значения (30...40) 10^2 МПа, температуры от -260 до 2500 °С, скорости — от близких к нулю до нескольких тысяч метров в секунду.

Качество, надежность и долговечность узлов трения обеспечиваются посредством интенсивного развития триботехнического материаловедения, применения износостойких и антифрикционных покрытий. Защита тонкого поверхностного слоя массивной детали позволяет сэкономить дорогостоящие легированные стали, цветные металлы и другие дефицитные материалы, успешно решить проблему восстановления изношенных деталей.

Проблемы трибологии имеют существенное значение для технологических процессов — резания, обработки материалов давлением, в доводочных операциях и др.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ. Математическое моделирование в трибологии, закон поверхностного разрушения твердых тел при трении в общем случае должны учитывать физические, химические, механические явления, контактную ситуацию, изменение геометрических характеристик твердых тел во времени, кинематику движения, структуру, состав поверхностных и приповерхностных слоев, образование химических поверхностных соединений, состояние и геометрию смазочного слоя. Получение уравнений, характеризующих процесс изнашивания, должно базироваться на синтезе эксперимента и математических моделей, учитывающих физико-химические процессы, механику сплошных сред, термодинамику, материаловедение и др.

Трибомониторинг. Совокупность средств и методов диагностики, испытаний, контроля и регулирования параметров узлов трения называют трибомониторингом. Трибомониторинг включает трибometriю (методы и средства измерения сил трения, износа, температуры, контактной деформации и других параметров фрикционного контакта) и трибодиагностику (методы и средства непрерывного контроля состояния узлов и деталей машин). Трибодиагностические методы широко применяются для анализа износа и смазочно-охлаждающих средств. Состав примесей определяется с использованием феррографии, магнитометрии, спектрального эмиссионного анализа, электрооптиче-

ского, атомно-адсорбционного, ультразвукового, микроскопического и других методов. Безынерционность, экономичность, возможность соединения акустических и электрических методов с процессорной и вычислительной техникой обеспечивают их быстрое развитие и практическое применение.

СОЗДАНИЕ БАНКОВ ДАННЫХ. Большое значение имеет широкое применение ЭВМ для создания банков данных о трибологических свойствах материалов, смазочных средств, возможности использования машинного поиска для передачи трибологических сведений конструкторам, технологам, эксплуатационникам, что позволит эффективно внедрять достижения трибологии в практику.

Авиационно-космическая техника, ядерное энергетическое машиностроение, роботехника, различные виды транспортной техники, точное приборостроение, компьютерная техника, автоматика, биомеханика успешно развиваются в тесном взаимодействии с решением проблем трибологии.

4.1.2. Основные определения

Внешнее трение — явление сопротивления относительно перемещению, возникающее между двумя телами в зонах соприкосновения поверхностей и сопровождающееся диссипацией энергии. Сила трения направлена тангенциально и характеризует сопротивление относительно перемещению трущихся тел. Различают трение покоя, движения, скольжения, верчения, качения и качения со скольжением. Частным случаем трения является трение верчения с качением и скольжением.

Коэффициент трения — отношение силы трения к нормальной силе, прижимающей тела друг к другу. Коэффициент сцепления является отношением неполной силы трения к нормальной силе.

По виду взаимодействия поверхностей и состоянию смазочного слоя различают трение: физически чистых (ювенильных) поверхностей, при граничной смазке, при гидродинамической (газодинамической) смазке, при гидростатической (газостатической) смазке, при контактно-гидродинамической (эласто-гидродинамической) смазке, в условиях электромагнитных взаимодействий. В практике часто встречаются смешанные режимы смазки и соответственно трения.

Изнашивание — процесс поверхностного разрушения и изменения размеров тела при трении вследствие отделения материала с поверхности твердого тела, накопления необратимых остаточных деформаций поверхностных слоев трущихся тел.

Износ — результат изнашивания, определяемый в единицах длины, объема, массы и др.

Износостойкость — свойство материала оказывать сопротивление изнашиванию, оцениваемое величиной, обратной скорости или интенсивности изнашивания.

Скорость изнашивания — отношение износа к интервалу времени, в течение которого он происходил. **Интенсивность изнашивания** — отношение износа к пути трения или к работе сил трения.

Относительная износостойкость — отношение износостойкости испытуемого материала к износостойкости эталонного материала в одинаковых условиях трения.

Смазочный материал — материал, вводимый на поверхности трения в контакт трущихся тел для уменьшения силы трения и интенсивности изнашивания. Во фрикционных передачах и устройствах смазочный материал вводится для одновременного увеличения силы трения и уменьшения интенсивности изнашивания.

Смазка — действие смазочного материала в контакте трущихся тел, приводящее к уменьшению интенсивности (скорости) изнашивания и сил трения. **Смазывание** — подведение смазочного материала в трущийся контакт.

Триботехника включает прикладную часть трибологии, методы и средства обеспечения работоспособности узлов трения технических систем.

Химмотология — научная дисциплина, изучающая рациональное применение топлив, масел, смазок, специальных жидкостей в технике.

Антифрикционность — свойство трущихся тел (материалов) реализовать низкие значения силы (коэффициента) трения, **фрикционность** — высокие значения силы (коэффициента) трения. Понятие **фрикционного взаимодействия** используется как характеристика взаимодействия твердых тел при трении.

ВИДЫ СМАЗКИ. Виды смазки различаются по физическому состоянию смазочного материала (газовая, жидкостная, твердая) и по условиям разделения поверхностей трения смазочным слоем.

При гидродинамической (газодинамической) смазке происходит полное разделение поверхностей под действием давлений, самовозникающих в слое жидкости (газа), осуществляется за счет относительного движения тел. При гидростатической (газостатической) смазке — в результате действия жидкости (газа) в зазоре между поверхностями трения под внешним давлением. При контактно (эласто)-гидродинамической смазке на процессы в контакте трущихся тел влияют не только реологические свойства смазочного материала, но и упругие свойства материалов твердых тел. При граничной смазке трение и износ определяют-

ся свойствами поверхностей твердых тел и свойствами смазочного материала, отличными от объемных. Смешанный режим смазки характеризует существование в контакте одновременно нескольких указанных выше видов смазки.

Существуют различные методы смазывания, в зависимости от вида смазочного материала и условий работы узлов трения: периодическое, непрерывное, циркуляционное под давлением, разбрызгиванием, ротапринтное, магнитопорошковое и др.

В условиях периодической работы узлов трения или при легких режимах трущиеся пары требуют малого количества смазочного материала и он подается периодически с помощью масленок; в остальных случаях — непрерывно.

Непрерывное смазывание может осуществляться разбрызгиванием или под давлением. Например, в зубчатых передачах одно из колес погружается в жидкое масло и при вращении разбрызгивает его, образуя масляный туман, который проникает во все узлы трения. Непрерывное смазывание под давлением ведется с помощью масляного насоса и применяется для ответственных трущихся пар.

Ротапринтный метод. Метод основан на непрерывной подаче в малых дозах твердого смазочного материала в зону контакта путем использования специальных смазочных элементов, не воспринимающих основное рабочее усилие. Нанесенные ротапринтным методом пленки удерживаются на поверхностях трения за счет сил механического сцепления с микрорельефом поверхности и сил адгезионного взаимодействия.

Магнитопорошковый метод. Метод разработан в СССР В. Г. Павловым и автором раздела книги; применяется при использовании магнитных полей для непрерывной подачи на поверхности трения смазочного материала и циркуляции его внутри механизма. Смазочная пленка не только прочно соединяется с основным материалом, но и постоянно восстанавливается в процессе работы узла трения. Порошкообразные магнитоактивные смазочные материалы получают путем введения в твердосмазочную основу ферромагнитных компонентов, например дисульфида молибдена, диселенида молибдена с добавлением никеля, кобальта, железа и др.

Магнитные жидкости в качестве смазочного материала дают существенные преимущества при обеспечении работоспособности узлов трения в сложных условиях, особенно в магнитожидкостных уплотнениях, магнитогидродинамических подшипниках, муфтах, демпферах и др. Магнитные жидкости, ферромагнитные компоненты применяют в медицине, сельском хозяйстве, биологии и др.

Для фрикционных передач и высокоскоростных опор качения создают **специальные жидкости** (масла), позволяющие получить повышенное значение коэффициента трения скольжения при качении и качении со скольжением.

Широкое внедрение получили **опоры с газовой смазкой**, с минимальными потерями на трение и повышенной износостойкостью — в турбокомпрессорах, турбодетандерах, гироскопах, шпиндельных узлах металлорежущих станков, вентиляторах, в приборном и специальном оборудовании для исследовательских целей. В практике применяют различные газовые среды: воздух, аргон, гелий, углекислый газ и др.

Эффективно применение **магнитного подвеса** для различных узлов машин. Использование сил магнитного или электрического полей открывает возможность создания механизмов, работающих без взаимного механического контакта, бесшумно, с минимальными потерями на трение.

4.2. ИЗНАШИВАНИЕ ТРУЩИХСЯ ТЕЛ

4.2.1. Общие положения

Закон изнашивания твердых тел в общем случае должен учитывать физические, химические и механические явления, протекающие в контакте, а также изменение контактной ситуации (геометрических характеристик контакта, кинематики движения, структуры, состава приповерхностных и поверхностных слоев материалов, химических соединений на поверхностях твердых тел, состояние смазочного слоя и др.). Отметим наиболее существенные особенности, которые необходимо учитывать при разработке методов расчета на износ:

- ▶ зависимость интенсивности изнашивания от физико-химического влияния окружающей среды (смазочного материала) и от кинематики контакта (скольжение, качение, качение со скольжением);
- ▶ дискретность поверхностных сил;
- ▶ стохастичность поверхностных факторов, тепловых источников, импульсивность их воздействия;
- ▶ высокая скорость протекания химических реакций;
- ▶ наличие значительных градиентов полей напряжений, деформаций, температур, диффузионных процессов массопереноса.

Необходимо иметь в виду высокую дефектность поверхностных и приповерхностных слоев, наличие концентраторов напряжений, механотермическую активацию, возможные (дина-

мические) структурные, фазовые и химические превращения, а также часто возникающую неоднородность и анизотропность свойств поверхностных слоев материалов, участвующих в процессе трения и изнашивания. В процессе изнашивания, как правило, изменяется макро- и микрометрия трущихся тел. Касательная нагрузка (силы трения) значительно влияет на напряженное состояние в зоне контакта и на характер усталостного разрушения материала — глубинное или поверхностное. При малых касательных нагрузках усталостная контактная прочность материала определяется глубинными напряжениями, при больших — поверхностными. С ростом касательной нагрузки наиболее напряженная точка перемещается ближе к поверхности. При перекачивании тел касательная нагрузка влияет как на величину, так и на амплитуду изменения компонентов напряжений в поверхностной зоне контакта. Силы трения увеличивают напряжение сдвига в тонком поверхностном слое на отстающих поверхностях и уменьшают их на опережающих, чем и объясняется большая контактная прочность опережающих поверхностей. Практические наблюдения разрушений зубчатых передач и подшипников качения подтверждают указанные теоретические выводы. Механизм и кинетика изнашивания трущихся сопряжений существенно зависят от характеристик дискретности контактирования волнистых и шероховатых поверхностей твердых тел. Геометрическая форма поверхностей, механические свойства материалов (упругость, твердость, предрасположение материалов к упрочнению) определяют степень влияния нагрузки на фактическую площадь касания. При полной пластичности приближенный расчет фактической площади контакта сводится к соотношению:

$$A_r = \frac{N}{c_1 \sigma_T} \approx \frac{N}{\text{НВ}},$$

где N — нормальная нагрузка; c_1 — коэффициент; σ_T — предел текучести; НВ — твердость по Бринеллю менее твердого материала.

При пластической деформации выступов фактическая площадь контакта почти не зависит от микрогеометрии поверхности и определяется пластическими свойствами материала, нагрузкой. Упрочнение материала влияет на формирование фактической площади контакта. При упругой деформации шероховатостей фактическая площадь контакта существенно зависит от геометрических характеристик шероховатости и упругих свойств материалов.

Многочисленные эксперименты показывают связь износостойкости при граничном режиме смазки с теплотой адсорбции

и температурой. Увеличение теплоты адсорбции приводит к увеличению износостойкости поверхностных соединений. Процессы формирования и разрушения поверхностных слоев (соединений) зависят от временного фактора.

В настоящее время теоретически исследовано напряженно-деформированное состояние контактирующих абсолютно гладких тел при качении, скольжении, качении со скольжением при действии касательных сил, различных комбинациях нагрузок в контакте. В действительности детали машин всегда имеют неровности: отклонения формы, волнистость, шероховатость, микронеровности на уровне зерен, решетчатых структур, молекул и атомов. Существуют контурная и фактическая площади контакта. Контурная площадь формируется в результате контактов волнистостей поверхностей и образования отдельных зон из контактов по вершинам волн. Фактическая площадь контакта представляет собой сумму всех контактов микронеровностей. Фактическая площадь контакта весьма мала и составляет сотые и десятые доли процента с диаметром отдельных пятен 1—60 мкм. Экспериментально и теоретически установлено: средний размер пятна контакта мало зависит от нагрузки; фактическая площадь контакта изменяется главным образом за счет изменения числа пятен контакта. Число пятен почти прямо пропорционально сжимающей нагрузке.

Критерий Гринвуда—Уильямсона, определяющий существование в контакте упругих или пластических деформаций, имеет вид:

$$\psi = \frac{E_{np}}{H} \sqrt{\frac{Ra}{r}},$$

где E_{np} — приведенный модуль упругости; H — микротвердость менее твердой поверхности; $Ra = \sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2}$ — среднеарифметическое отклонение профиля эквивалентной шероховатости (Ra_1 и Ra_2 относятся к первой и второй поверхностям); r — средний приведенный радиус кривизны выступов $\frac{1}{r} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}$ (r_1, r_2 относятся к первой и второй поверхностям). При $\psi > 1—2$ в контакте преобладают приблизительно пластические деформации; при промежуточном значении ψ — упругопластические.

Фундаментальное положение Кулона о независимости силы трения от номинальной площади контакта объясняется существованием фактической площади касания, не зависящей от номинальной площади, на которой формируется сила трения.

Напряженно-деформированное состояние, физико-химические, механические, геометрические свойства микронеровностей в настоящее время изучают тонкими методами физико-химического анализа. Возникновение и кинетика развития процесса поверхностного разрушения связаны с характеристиками шероховатостей поверхности, от которых зависят также несущая способность смазочных слоев, формирование сил трения и другие эксплуатационные свойства контакта — контактная жесткость, контактная коррозия, теплопроводность, электропроводность и др.

Температура — главный фактор, влияющий на износостойкость. Механическая энергия при трении в основном превращается в теплоту. Рассеивание энергии идет на генерирование теплоты, а также на накопление энергии деформации, образование точечных дефектов, дислокаций, на излучения. Теплофизические факторы в эксплуатации во многих случаях являются определяющими в обеспечении износостойкости и надежности машин. Температура и градиент температуры приводят к десорбции и деструкции защитных смазочных слоев и пленок, снижают механическую прочность материалов, вызывают внутренние напряжения, коробление, усиливают деформационные, адгезионные процессы, изменяют структурные, фазовые состояния.

Температура — основной фактор, приводящий к заеданию и катастрофически быстрому изнашиванию узлов трения. На стадии проектирования и расчета конструкции необходимо уметь рассчитывать контактную температуру.

Во всех тепловых расчетах при контактных взаимодействиях используется удельная интенсивность тепловыделения (удельный тепловой поток, плотность теплового потока) $q = fpv_s$, где f — коэффициент трения скольжения; p — нормальное контактное давление; v_s — скорость скольжения. Указанная тепловая характеристика контакта сравнительно просто рассчитывается, во многих случаях является важной характеристикой тепловой нагруженности контакта. В температурных расчетах определяются объемное (поверхностное) значение температуры деталей, градиенты температур и приращение температуры в зоне трения (температурные вспышки).

4.2.2. Виды и характеристики изнашивания

В процессе трения и износа в деталях и механизмах протекают сложные взаимосвязанные физические, химические и механические явления. Изучением природы, механизма изнашивания, кинетики развития процесса поверхностного разрушения в раз-

личных аспектах занимаются специалисты в области физики, химии, механики, математики, материаловедения, инженеры и техники. Особенность методического подхода к анализу изнашивания заключается в тесном взаимодействии экспериментальных и теоретических методов.

АБРАЗИВНОЕ ИЗНАШИВАНИЕ. Абразивное изнашивание относится к механическому разрушению трущихся поверхностей, возникающему в результате режущего или царапающего действия твердых (абразивных) тел и частиц. Характерным условием абразивного изнашивания является повышенная твердость изнашивающего тела — частицы минерального происхождения, шероховатости 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 приводит к ударно-абразивному, ударно-гидроабразивному, ударно-усталостному, ударно-тепловому разрушению. Абразивная износостойкость зависит от прочности межатомных связей в решетке. Экспериментально установлено влияние модуля нормальной упругости, параметра $\Theta^2 A$ (где Θ — характеристическая температура по Дебаю; A — атомный вес), теплосодержания расплавленного металла, отношения абсолютной температуры плавления к атомному объему $T_{пл}/V_A$, энергии активации W , самодиффузии Q . На рис. 4.1 показана зависимость относительной износостойкости ϵ , испытываемого материала и материала, принятого за эталон, от параметра $\Theta^2 A$.

Объем износа V в зависимости от нормальной нагрузки N , пути трения S , начальной твердости металла H и размера абразивного зерна a оценивается формулой

$$V = c \frac{NSa}{H},$$

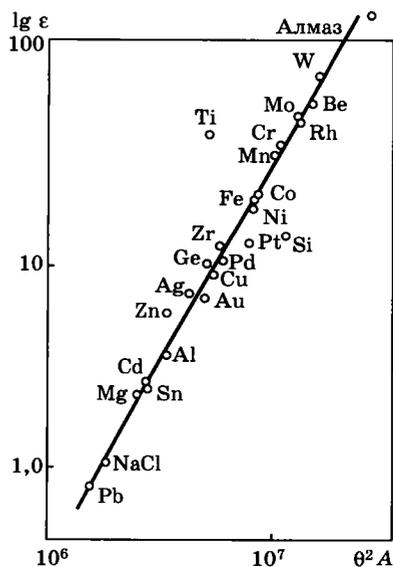


Рис. 4.1

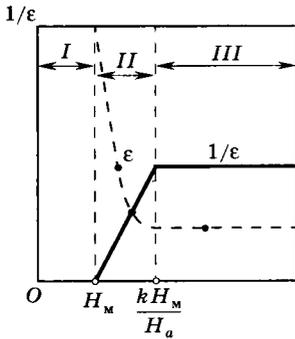


Рис. 4.2

Особенно большое значение имеет размер зерна при изнашивании полимеров в связи с их низкой когезионной прочностью. В механически наклепанных металлах и сталях, если в процессе наклепа не происходит фазовых превращений, относительная износостойкость не зависит от твердости стали после наклепа, так как в процессе самого изнашивания имеет место значительный наклеп. Если скорость скольжения не приводит к заметному нагреву контакта, то она почти не влияет на величину износа. Относительная износостойкость зависит от соотношения твердостей абразива H_a и металла H_m . На рис. 4.2 приведена зависимость относительной износостойкости ϵ и относительного износа $1/\epsilon$ от отношения твердости абразива H_a к твердости металла H_m . При $H_a < kH_m$ в диапазоне $k = 0,7 \dots 1$ (зона I) износ незначительный, при $H_a > kH_m$ в диапазоне $k = 1,3 \dots 1,7$ (зона III) относительная износостойкость сталей, кроме марганцовистой пружинной стали, не зависит от твердости абразива. В переходной области (зона II) износ металла возрастает с повышением H_a твердости абразива.

Абразивное изнашивание имеет место в сельскохозяйственном, горном, дорожном, строительном, транспортном, металлургическом, нефтегазопромысловом оборудовании и др. Дробление и транспортировка руды, камня, угля, добыча полезных ископаемых, работа с грунтом или с почвой, при механической поверхностной обработке деталей, попадание твердых частиц песчаной пыли в смазочный слой между взаимодействующими деталями механизма приводит к удалению материала в виде мелкой стружки, фрагментов материала, дисперсных кусочков. Абразивному изнашиванию подвержены также лопатки газовых турбин, рабочие колеса, направляющие гидравлических турбин, трубы и насосы земснарядов и др.

где c — коэффициент, зависящий от абразивных свойств истирающей поверхности, условий взаимодействия контактирующих тел, кинематики движения и закрепления абразива, остроты ребер абразива (формула Хрущева).

Обратная пропорциональность величины износа числу твердости относится к технически чистым металлам и сталям в отожженном состоянии. Износ линейно возрастает с ростом размера зерна до некоторой его критической величины, затем при увеличении размера он не изменяется.

КОРРОЗИОННО-МЕХАНИЧЕСКОЕ ИЗНАШИВАНИЕ. Коррозионно-механическое изнашивание возникает при трении материалов, вступающих в химическое взаимодействие с окружающей средой. Могут иметь место также электрические процессы. Изнашивание в этом случае происходит под влиянием одновременно протекающих процессов поверхностного разрушения от 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).

На процесс изнашивания существенно влияет водород. Большие градиенты напряжений и температур в приповерхностных слоях металла при трении способствуют повышенной концентрации водорода в зоне трения, образованию и развитию микротрещин, охрупчиванию и интенсивному изнашиванию.

Работа узлов трения в агрессивных средах и в электролитах сопровождается коррозионными процессами, анодным растворением, переходом ионов атомов металла из решетки в раствор. Элетрохимические процессы, развивающиеся на фактических площадях контакта, зависят от разрушения и восстановления пассивирующих пленок. Коррозионно-механические процессы могут иметь доминирующее значение при кавитационном и эрозионном разрушениях, вызванных микроударным воздействием жидкостей.

Необходимо учитывать адсорбционные и коррозионные эффекты при оценке влияния присадок на износ. Образование прочных адсорбционных слоев, экранирующее действие смазки, препятствует непосредственному контакту микронеровностей трущихся поверхностей и снижает адгезионное взаимодействие. Однако снижение механических свойств поверхностных и приповерхностных слоев в результате химического модифицирования вызывает усиление коррозионно-механического изнашивания.

Коррозионно-механическое изнашивание типично для различных узлов машин, аппаратов, оборудования нефтехимической, пищевой, горно-металлургической, деревообрабатывающей, микробиологической промышленности.

АДГЕЗИОННОЕ ИЗНАШИВАНИЕ. Адгезионное изнашивание возникает вследствие действия межповерхностных сил, молекулярного сцепления на поверхности раздела, образования адгезионных связей между касающимися поверхностями. *Под адгезией* понимают *слипание соприкасающихся поверхностей разно-*

родных твердых или жидких тел. Адгезионные взаимодействия вызывают подповерхностное разрушение трущихся материалов, появление заедания, возникновение «холодной сварки», повышенные значения интенсивности изнашивания и сил трения. Сила адгезионного взаимодействия зависит от степени очистки поверхностей от адсорбированных слоев, загрязнений, наличия смазочных веществ. Проблема адгезионного взаимодействия является одной из главных в науке о трении и износе твердых тел — металлов, полимеров, керамики, композитов, полупроводников. На площадках фактического контакта трущихся поверхностей под воздействием нормальных и тангенциальных усилий, температур, деформационных процессов происходит разрушение всех экранирующих слоев (смазки, загрязнений, адсорбированных веществ, оксидов), возникает контакт атомарно-чистых поверхностей. Механизм адгезии связан с особенностями электронного строения контактирующих тел, концентрации валентных электронов, плотности свободных электронов на поверхности раздела.

Адгезионное изнашивание часто возникает при недостаточном количестве и при отсутствии смазочного материала, в случаях разрушения загрязнений, адсорбированных пленок, оксидов. Особенно адгезионный износ опасен для космической техники, вакуумного оборудования, механизмов атомных реакторов и других высоконагруженных узлов, функционирующих в газовых и жидких агрессивных средах.

УСТАЛОСТНОЕ ИЗНАШИВАНИЕ. 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 изнашивания, отслаивания. Образующиеся раковинки с диаметром от сотых долей миллиметра до нескольких миллиметров увеличиваются в процессе работы узла трения, возникает шелушение поверхности. Количественная оценка контактной усталости выражается в числе циклов нагружения или в часах работы до возникновения усталостных разрушений поверхностей. Появление усталостного изнашивания — 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 износа и заедания. Условия возникновения и кинетика развития усталостного изнашивания зависят от напряженно де-

формированного состояния поверхностных и приповерхностных слоев материала, физико-механических свойств материала, физико-химических свойств смазочных материалов и окружающей среды, толщины смазочного слоя, кинематики контакта, формы и размеров соприкасающихся деталей.

Возникновению микротрещин при циклических контактных воздействиях способствует влияние концентраторов напряжений. К поверхностным концентраторам напряжений относятся дефекты в виде царапин, вмятин, рисок, прижогов и др.; к подповерхностным концентраторам — неметаллические включения, микропоры, раковины, карбиды и др. Большое влияние на усталостное изнашивание оказывает величина максимальных касательных напряжений. Увеличение коэффициента трения скольжения способствует возникновению выкрашивания. С ростом толщины смазочного слоя уменьшается число взаимодействующих микронеровностей, продолжительность и величина деформирования, предотвращается металлический контакт. Стойкость к выкрашиванию увеличивается с повышением значений пределов упругости, текучести, вязкости материала, твердости материала. В начальный период работы сопряжений может возникнуть ограниченное выкрашивание, зависящее от концентрации нагрузки на отдельных участках или неровностях. В результате последующей приработки распределение нагрузки становится более равномерным и выкрашивание прекращается. Созданы расчеты деталей машин на усталостное контактное разрушение. Расчетное нормальное контактное напряжение по Герцу σ_H и количество циклов нагружения до наступления выкрашивания N связаны уравнением $\sigma_H^m N = \text{const}$.

Фрикционно-усталостная модель изнашивания была разработана Крагельским, в ней учитываются процессы на уровне влияния микрогеометрии (шероховатостей) поверхностей. При относительном скольжении трущихся тел разрушение происходит в результате многократного деформирования истираемого материала жесткими микронеровностями контртела.

Уравнение для фрикционной усталости

$$I_h = \sqrt{\frac{h}{R} \frac{p_a}{p_r} \frac{k_1 \alpha^*}{n}},$$

где h/R — относительная глубина внедрения; h — глубина внедрения единичной неровности; R — радиус неровности; p_a и p_r — соответственно номинальное и фактическое давления; k_1 — коэффициент, зависящий от расположения неровностей по высоте; α^* — отношение номинальной площади к фактической

площади трения; n — число циклов, которое выдерживает деформированный объем до разрушения.

Усталостное разрушение поверхностных слоев материалов в виде выкрашивания возникает в хорошо смазывающихся механизмах, трущиеся сопряжения которых работают в режимах кинематического качения, скольжения, качения со скольжением. Наиболее подвержены контактному разрушению в виде выкрашивания 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 имеют место при различных видах трения и приводят к усталостным повреждениям.

ИЗНАШИВАНИЕ ПРИ ФРЕТТИНГ-КОРРОЗИИ. Изнашивание при фреттинг-коррозии возникает при малых колебательных, циклических, возвратно-поступательных перемещениях с малыми амплитудами. Необходимым условием возникновения фреттинг-коррозии является наличие проскальзывания между касающимися поверхностями. Она возникает в заклепочных, болтовых, шлицевых, шпоночных, штифтовых соединениях, прессовых посадках деталей, стальных канатах, 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 величина шероховатостей, образуются натирсы, налипания, каверны, микротрещины, при этом обычно снижается усталостная прочность деталей.

Изнашивание при фреттинг-коррозии зависит от одновременно протекающих процессов микросхватывания, усталостного, коррозионно-механического, абразивного воздействия.

Расчетные зависимости для определения износа в условиях фреттинг-коррозии имеют весьма приближенный, оценочный характер. Механизм возникновения и кинетика развития изнашивания поверхностей в условиях фреттинг-коррозии являются наиболее сложными по своей природе процессами.

ЭРОЗИОННОЕ ИЗНАШИВАНИЕ. Эрозионное изнашивание происходит в результате воздействия на поверхность потока жидкости, газа, твердых частиц. С удалением поверхностных локальных микрообъемов при повторных воздействиях частиц возникают ярко выраженные неровности и огрубление 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 от ударного воздействия частиц потока. При этом может иметь место процесс электрохимической коррозии, поэтому во многих случаях эрозионное изнашивание сопровождается коррозионно-механическими разрушениями. Интенсивность эрозионного изнашивания зависит от скорости потока, угла атаки с изнашивающейся поверхностью, механических свойств и концентрации воздействующих частиц, агрессивности среды — носителя, физико-механических и химических свойств поверхностных и приповерхностных слоев материала. Эрозионное изнашивание происходит при гидроабразивном и газоабразивном воздействии среды, которое наблюдается, например, в различных деталях гидромашин, патрубков, землесосов, турбобуров и др. Воздействующими факторами являются абразивные частицы и поток жидкости, несущий твердые частицы. Механическое воздействие твердых частиц может сочетаться с коррозионным и кавитационным разрушением. На износ влияют также соотношение значения твердости материала и абразива, величина угла атаки.

Эрозионное изнашивание может возникать также в результате воздействия разрядов при прохождении электрического тока.

КАВИТАЦИОННОЕ ИЗНАШИВАНИЕ. Кавитационное изнашивание возникает при относительном движении твердого тела и жидкости в условиях кавитации. Кавитационный износ типичен для деталей машин, работающих в жидких средах. Процесс образования гидродинамической кавитации связан 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 процесс зарождения и роста 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, вследствие чего поверхность твердого тела в зоне кавитации получает механическое повреждение. Возникают ударные волны на поверхностях деталей. Кавитационный износ (кавитационная эрозия)

металлических тел имеет вид выдавленных кратеров, периодически образующихся в процессе работы деталей.

Кавитационному изнашиванию подвержены различные детали гидромашин, рабочие колеса насосов, гребных винтов, лопасти гидротурбин. В описании механизма процесса кавитационного изнашивания весьма перспективны кумулятивно-релаксационные модели разрушения твердых тел.

ИЗНАШИВАНИЕ ПРИ ЗАЕДАНИИ. Изнашивание при заедании — наиболее опасное разрушение трущихся поверхностей, возникающее в результате схватывания, глубинного вырывания материала, переноса материала с одной поверхности трения на другую, разрушающего воздействия образовавшихся неровностей. Заедание проявляется в виде глубоких борозд, выровов, наростов, рисок, оплавлений. Изнашивание при заедании может иметь лавинный, катастрофический характер и приводить к полному выходу узла трения из строя. Оно встречается в тяжело нагруженных зубчатых передачах, кулачковых механизмах, шарнирных соединениях, подшипниковых опорах, в цилиндропоршневых парах, золотниковых устройствах, в направляющих станков, в стационарных контактах при наличии вибраций. Обязательным условием возникновения заедания является разрушение промежуточных смазочных слоев и взаимодействие физически чистых (ювенильных) контактирующих поверхностей. Разрушение защитных смазочных слоев может наступить вследствие пластической деформации, износа шероховатостей, находящихся даже в «холодном» состоянии, или вследствие потери смазывающих свойств (деградации) смазочного материала при повышенных фактических температурах в зонах фактического контакта тел. Заедание возможно в результате срабатывания смазочного материала и при недостаточном его дополнительном поступлении к местам трения.

4.2.3. Характерные удельные величины износа

В расчетах на износ используют следующие формулы интенсивности

▶ линейного изнашивания: $I_h = \frac{dh}{dS}$;

▶ объемного: $I_V = \frac{dV}{dS}$;

▶ массового: $I_G = \frac{dG}{dS}$;

▶ энергетического $I_w = \frac{dV}{dA}$.

Здесь h , V , G — соответственно линейный, объемный, массовый износ; S — путь трения; A — работа сил трения.

В некоторых случаях целесообразно использовать величину износа, возникающую за один цикл процесса изнашивания (трения), $I_{\text{ц}} = h/n_{\text{ц}}$, где h — величина за $n_{\text{ц}}$ циклов процессов изнашивания (трения).

Скорость изнашивания, интенсивность изнашивания по времени определяются как отношение значения износа к интервалу времени возникновения износа:

$I_{h\tau} = \frac{dh}{dt}$, где t — время изнашивания. Зависимость линейной и скоростной интенсивностей изнашивания выражается формулой $I_h = \frac{I_{h\tau}}{v}$, где v — скорость перемещения (скольжения, качения).

Типичный вид протекания процесса изнашивания во времени τ представлен на рис. 4.3, а. Можно выделить три характерных периода: *I* — приработка, *II* — установившийся износ, *III* — ускоренный (катастрофический) износ.

В период приработки происходит изменение макро- и микрогеометрии поверхностей, возникает установившаяся шероховатость, обычно уменьшаются сила трения и температура контакта. 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. Период ускоренного (катастрофического) износа вызывается различными причинами, например изменением геометрических характеристик сопряжения, повышением динамических нагрузок, температуры, истиранием защитных, износостойких слоев и др.

Конструкторско-технологическими и эксплуатационными методами стремятся сократить период приработки, увеличить период установившегося износа и избежать катастрофического

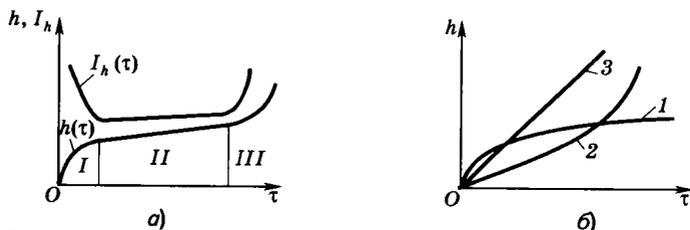


Рис. 4.3

износа. В некоторых случаях износ протекает по другим закономерностям. Характер кривой 1 (рис. 4.3, б) соответствует износу цилиндро-поршневых пар, 2 — износу режущего инструмента, некоторым типам подшипников скольжения из самосмазывающихся материалов при усиливающемся воздействии абразива, при микросхватывании поверхностей в вакууме; 3 — стационарному износу некоторых композиционных материалов.

Закономерности изнашивания во времени различных материалов, механизмов и узлов устанавливаются экспериментально.

В расчетах используют различные аналитические зависимости, максимально приближающиеся к описанию эксперимен-

Таблица 4.1

Вид изнашивания	Машины, оборудование, приборы, инструмент, узлы
Абразивный	Сельскохозяйственные, горные, дорожные, строительные, транспортные, металлургические машины, нефтегазопромысловое оборудование, абразивные станки, лопатки газовых турбин, рабочие колеса, направляющие гидравлических турбин, трубы и насосы земснарядов и др.
Коррозионно-механический	Машины, аппараты, оборудование нефтехимической, пищевой, горно-металлургической, деревообрабатывающей, микробиологической промышленности и др.
Адгезионный	Космическая, вакуумная техника, оборудование атомных реакторов, механизмы в газовых и жидких агрессивных средах и др.
Усталостный	Зубчатые передачи, подшипники качения, скольжения, катки, кулачковые механизмы, валки, фрикционные передачи и др.
Фреттингкоррозия	Самолеты, вертолеты, ядерные реакторы, газотурбинные двигатели, заклепочные, болтовые, шлицевые, шпоночные, штифтовые соединения, муфты, рессоры, клапаны, регуляторы электрических контактов и др.
Эрозионный	Гидромашины, турбобуры, газовые турбины, пневмотранспорт, газодобывающие агрегаты и др.
Кавитационный	Гидромашины, гребные винты, рабочие колеса насосов, лопасти гидротурбин и др.
Заедание (схватывание)	Тяжелонагруженные узлы трения, зубчатые передачи, кулачки, шарнирные соединения, цилиндрико-поршневые пары, золотниковые устройства, направляющие, стационарные контакты при вибрациях и др.

тальных закономерностей конкретных узлов трения. Необходимо знать, что наибольшие износы возникают в период пуска, остановки и реверса, в условиях несформировавшегося смазочного слоя. При определении ресурса деталей машин по критерию износа следует учитывать физические, химические, механические процессы, геометрические характеристики и их временные изменения.

В табл. 4.1 и 4.2 обобщены материалы отечественных и зарубежных литературных данных по оценкам видов и интенсивностей линейного изнашивания I_h различных трущихся деталей машин, приборов, оборудования и инструмента.

Таблица 4.2

Машина (узел), установка, агрегат, инструмент	Деталь, элемент	Линейная интенсивность изнашивания I_h
1	2	3
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, инструмент	Направляющие	$10^{-8} - 10^{-11}$
	Режущий инструмент	$10^{-4} - 10^{-8}$
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 пластичной смазки	$10^{-5} - 10^{-9}$

Машина (узел), установка, агрегат, инструмент	Деталь, элемент	Линейная интенсивность изнашивания I_h
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, функционирующих в открытом космосе	Зубчатое колесо из самосмазывающегося материала и с твердыми смазывающимися покрытиями	$10^{-6} - 10^{-9}$
	Опора скольжения, шарнир из самосмазывающегося материала и с твердыми смазывающимися покрытиями	$10^{-5} - 10^{-10}$

4.3. СМАЗОЧНЫЕ И ТРИБОТЕХНИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ

4.3.1. Смазочные материалы

СМАЗОЧНЫЕ МАСЛА. Смазочные масла состоят из основы — масла и присадок с различными функциями, повышающими 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.

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; загустители или дисперсная фаза (10—30%) — мыла, твердые углеводороды и некоторые другие продукты органического и неорганического происхождения; добавки — различные присадки и наполнители, как правило, вводимые в комплексе. Многоцелевые ПСМ выгодно отличаются тем, что они применяются практически для всех видов узлов трения. Это позволяет иногда использовать один смазочный материал для всего механизма, что весьма важно при эксплуатации. По сравнению с многоцелевыми ПСМ общего назначения имеют меньший температурный диапазон применения, худшую механическую стабильность, но хорошие консервационные свойства. Они применяются в подъемно-транспортных, дорожных машинах, станках, насосах, компрессорах. Морозостойкие ПСМ используют при низких температурах, когда смазки общего назначения и многоцелевые не обеспечивают нормальной работоспособности и особенно запуск механизма. Термостойкие ПСМ обеспечивают стабильную работу узлов трения при температурах, превышающих 120—150 °С. Химически стойкие ПСМ предназначены для работы в агрессивных средах. Авиационные ПСМ обладают высокой работоспособностью и надежностью, согласно специфическим требованиям, предъявляемым к летательным аппаратам. Приборные ПСМ применяют для смазки приборов, счетно-решающих и точных механизмов.

Работоспособность ПСМ в основном зависит от их рецептуры, физических, химических и механических свойств, структуры, эксплуатационных условий и конструктивных особенностей узлов трения. Для тяжело нагруженных узлов трения используют смазочные материалы, содержащие порошки мягких металлов. Они образуют металлическую пленку, способствующую наступлению режима избирательного переноса, и могут содержать соединения, растворимые в дисперсионной среде (металлоорганические, комплексные).

ТВЕРДЫЕ СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ (ТСМ). Твердые смазочные материалы относятся к антифрикционным 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. Различают неорганические ТСМ, к которым относят слоистые материалы: графит, дихалькогениды (сульфиды, селениды, теллуриды) металлов, нитрид бора и др.; неслоистые: иодиды, хлориды, фториды металлов, их оксиды и мягкие металлы (медь, олово, кобальт, цинк, свинец, серебро и др.), а также органические полиамиды и полиимиды, фторопласт, полиэтилены и др.

МЕТАЛЛЫ И ОКСИДЫ. Металлы и оксиды используют в твердосмазочных покрытиях в качестве основы или компонентов. Порошки мягких металлов и оксидов применяют в качестве добавок в композиции антифрикционных материалов и смазках.

ТВЕРДОСМАЗОЧНЫЕ ПОКРЫТИЯ (ТСП). Антифрикционность ТСП определяется составом наполнителя и его количественным соотношением со связующим. Связующее вещество (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. Без связующего ТСП изнашиваются значительно быстрее. Основные требования, предъявляемые к ТСП, — низкое сопротивление срезу, высокая адгезия к твердой подложке, долговечность, термостойкость, малая толщина, отсутствие коррозионного воздействия на подложку.

4.3.2. Антифрикционные материалы

К антифрикционным материалам относят материалы для узлов трения, обладающие повышенной износостойкостью, низким коэффициентом трения, стойкостью к агрессивным средам и другими свойствами. Антифрикционные материалы в общем случае состоят из основы (матрицы), наполнителей и армирующих материалов, позволяющих получить высокие прочностные характеристики. В качестве основы используют полимерные, углеграфитовые, металлические, спеченные металлические, спеченные пористые, твердосплавные, комбинированные и другие материалы; в качестве наполнителей — антифрикционные добавки (слоистые порошковые материалы: графит, дисульфид молибдена, нитрид бора, диселениды, иодиды металлов и др.); полимеры, пластификаторы, смазочные и другие материалы, а также комплексные наполнители, содержащие 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 (стальную ленту, массивный образец) наносится металлофторопластовая лента (металлопласты и тканевые антифрикционные материалы), а также объемными и в виде тонкослойных покрытий.

Антифрикционные металлические материалы, к которым в первую очередь относятся сплавы на основе таких металлов, как медь, свинец, олово, алюминий, цинк, железо, традиционно используют в узлах трения современных машин. Это прежде всего баббиты, бронзы, латуни и другие материалы, применяемые в основном в подшипниковых узлах. Физико-механические и триботехнические характеристики указанных материалов широко представлены в специальной и справочной литературе, поэтому в данной работе не освещаются.

СПЛАВЫ НА МЕДНОЙ ОСНОВЕ. К таким сплавам относят бронзы и латуни. Бронзы используют в ответственных подшипниковых узлах с большим значением pv , причем лучшие 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. Этим обосновано их применение в тяжелонагруженных узлах трения станков, дорожных машин, в авиации и др.

Латуни используют в узлах трения реже, чем бронзы. Это прежде всего сплавы с добавками кремния, марганца, алюминия и железа. Добавки необходимы для обеспечения технологических и антифрикционных свойств, прочности и коррозионной устойчивости. Применяют латуни для изготовления втулок, подшипников скольжения и некоторых других деталей.

СПЛАВЫ НА ОЛОВЯННОЙ И СВИНЦОВОЙ ОСНОВЕ. К ним 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 отличаются высокой антифрикционностью, прирабатываемостью, теплопроводностью, но имеют низкую сопротивляемость усталости.

СПЛАВЫ НА АЛЮМИНИЕВОЙ ОСНОВЕ. Они обладают большей усталостной прочностью, чем баббиты, хорошей коррозионной стойкостью. Антифрикционные свойства более высокие у сплавов с добавками никеля, олова, сурьмы, меди, чем у алюминиево-кремниевых и алюминиево-магниевых сплавов.

АЛЮМИНЕВО-ОЛОВЯННЫЕ СПЛАВЫ. Они имеют повышенное содержание олова, обладают повышенной задиростойкостью, что позволяет использовать их в тяжелонагруженных узлах трения.

СПЛАВЫ НА ЦИНКОВОЙ ОСНОВЕ. Такие сплавы получили широкое распространение на железнодорожном транспорте. Они отличаются технологичностью, хорошей прирабатываемостью.

4.3.3. Фрикционные материалы

Фрикционные материалы обеспечивают высокое и стабильное значение силы (момента) трения, необходимые путь, продолжительность торможения, ресурс работы, отсутствие схватывания и заедания, надежную работу тормозных устройств, муфт, сцеплений и др. Механическая энергия подвижных элементов при торможении переходит в тепловую и затем рассеивается.

Многократные циклические, силовые и тепловые воздействия, нагрев и охлаждение, число срабатываний, термические деформации, коробление, образование горячих зон существенно влияют на кинетику трения и изнашивания фрикционных материалов. Поэтому фрикционные материалы должны обладать комплексом свойств: высокими теплостойкостью, теплопроводностью, теплоемкостью, механической прочностью, сопротивлением термической усталости, температурой плавления (размягчения), стойкостью против растрескивания и коробления, низким коэффициентом термического линейного расширения, модулем упругости для снижения температурных напряжений при воздействии градиентов температур, а также должны быть технологичны, экономичны, экологичны, иметь малую удельную плотность. Фрикционные материалы получают на основе полимерных композиций, металлических материалов (чугуны, стали, бронзы и др.), углерода.

Композиционные фрикционные материалы имеют порошковые наполнители (20—60%) в виде металлических порошков (Sn, Pb, Cu и др.), металлической стружки из латуни, бронзы, оксидов (Al_2O_3 , Fe_2O_3 , ZnO, PbO_2), а также графитов, сульфидов, сажи и др. Армирующие компоненты производят на основе базальта, углерода, металлических волокон, минеральной ваты, стекловолокна, волокон органического происхождения.

Для работы в сверхтяжелых условиях трения при высоких температурах используют углерод-углеродные композиции, полученные на основе углеродной матрицы и углеродных волокнистых наполнителей. Высокие износостойкость, теплостойкость, удельная прочность в широком диапазоне температур у этих материалов сочетаются с низкой удельной плотностью, обеспечивающей экономию массы тормозов различных конструкций. По механическим характеристикам углерод-углеродные композиции близки к конструкционным углепластикам.

При высоких температурах они подвержены окислению, поэтому при конструировании фрикционных узлов необходимо обеспечить защиту от проникновения и диффузии кислорода. Используются технологические, конструктивные методы, специальные покрытия, защитные экраны на боковых нерабочих поверхностях фрикционных элементов, специальные добавки в составе фрикционного материала, подавляющие активные центры в реакциях с кислородом.

4.3.4. Керамические материалы

Керамические материалы широко применяют в технике благодаря ряду эксплуатационных свойств. Они имеют низкую плотность, повышенный модуль упругости и твердость, термостойкость, низкий коэффициент теплового расширения, высокое электросопротивление, немагнитны. Теплопроводность керамики ниже, чем у стали. К керамическим материалам относятся нитрид кремния (Si_3N_4), карбид кремния (SiC), окись алюминия (Al_2O_3), окись циркония (ZrO_2). При высоких и низких температурах, в вакууме используются твердые смазки в качестве покрытия, наполнителя сепараторов (свинец, серебро, дисульфид молибдена, фтороуглеродные смолы, PTFE и др.).

Керамические подшипники качения применяются при высоких скоростях (шпиндели станков, газовые турбины, зубные буры, турбоагрегаты и др.); при обеспечении высокого сопротивления коррозии (нанесение покрытий, изготовление синтетических волокон, алюминиевой фольги и др.); в вакууме (производство полупроводников, жидких кристаллов, в вакуумном оборудовании и др.); при низком выделении частиц износа, пыли (производство полупроводников, в пищевом оборудовании, получение лекарств и др.); вследствие малой плотности (авиационно-космическая техника и др.); для обеспечения высокой термостойкости (катки металлургических машин, нагревательные устройства, производство искусственных волокон и др.), благодаря немагнитности (производство полупроводников, атомное энергетическое оборудование и др.); для электроизоляции (электродвигатели транспортных средств, нанесение пленок, в сварочном оборудовании и др.). Высокая твердость керамики обеспечивает повышенную износостойкость.

4.3.5. Поверхностные технологии

Качество, надежность, долговечность узлов трения обеспечиваются применением износостойких и антифрикционных покрытий. Толщина покрытий изменяется от долей до нескольких

миллиметров в зависимости от их назначения и условий применения. Защита тонкого поверхностного слоя массивной детали позволяет сэкономить дорогостоящие легированные стали, цветные металлы, дефицитные сплавы, успешно решать проблемы восстановления изношенных деталей. Поверхностные свойства обеспечиваются как нанесением защитного слоя (покрытия), так и преобразованием поверхностного слоя металла при помощи химических, физических, механических методов, диффузионным насыщением, химико-термической обработкой. Химико-термические методы изменения поверхности трения за счет увеличения твердости (цементация, азотирование, цианирование, борирование и т. п.) весьма эффективны для повышения сопротивления абразивному изнашиванию. Для улучшения противозадирных свойств посредством сульфидирования, сульфоцианирования, селенирования, карбонитрации, азотирования создаются тонкие поверхностные слои, обогащенные химическими соединениями, предотвращающими схватывание и задир. Часть технологических задач 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 пластической деформацией, 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 улучшить надежность триботехнических систем.

В новых методах упрочнения используются воздействия на поверхностные слои деталей высокоэнергетических потоков атомов, ионов, кластеров, квантов с высокой энергией, при этом глубокое термическое воздействие на объем материала не происходит.

Перечислим некоторые из них.

ВАКУУМНЫЕ ИОННО-ПЛАЗМЕННЫЕ МЕТОДЫ. Методы включают: ионно-диффузионные, осуществляемые в разряде катодного распыления, в разряде постоянного тока и в высокочастотном разряде; ионное осаждение; ионное легирование и внедрение (имплантация). Формируются покрытия из различных материалов, многослойные и с переменными по толщине составу.

МЕТОДЫ НАНЕСЕНИЯ АЛМАЗОПОДОБНЫХ ПЛЕНОК. На поверхность детали наносится пленка с высокой твердостью из чистых металлов, нитридов, карбидов, халькогенидов, силицидов, оксидов и других.

МЕТОДЫ ПРИВИВКИ ФТОРУГЛЕРОДНЫХ СОЕДИНЕНИЙ. Эти методы применяют к поверхностям молекул каучуков и других полимеров. Высокие антифрикционные свойства достигаются в результате сочетания высокой эластичности каучуков и низкой адгезионной способности фторполимеров.

ИОННОЕ АЗОТИРОВАНИЕ. Данный метод значительно повышает технические характеристики.

ЛАЗЕРНЫЕ И ЭЛЕКТРОННО-ЛУЧЕВЫЕ МЕТОДЫ. Характеристики технологических процессов зависят от мощности и длительности воздействия лазерного луча. Высокая плотность энергии в луче лазера (до 10^9 Вт/см²) вызывает нагрев тонкого поверхностного слоя металла (со скоростью до 10^8 °С · с⁻¹), его расплавление (и даже испарение). Быстрый отвод теплоты в объем металла приводит к закалке поверхностного слоя, высокой твердости, повышению износостойкости. Возможно легирование поверхностного слоя и нанесения покрытий.

ЭЛЕКТРОННО-ЛУЧЕВОЙ НАГРЕВ. Метод обеспечивает высокие скорости нагрева (до 10^5 °С · с⁻¹), поверхностную плотность энергии от 10^3 до $5 \cdot 10^8$ Вт/см², охлаждение нагретого слоя со скоростью ($5 \cdot 10^5$ °С · с⁻¹). Высокие скорости нагрева и охлаждения приводят к фазовым и структурным превращениям. Микротвердость поверхностного слоя конструкционных сталей увеличивается более, чем в 3 раза, предварительно закаленных до 30%. Износостойкость инструмента из быстрорежущих сталей повышается в 2—4,5 раза, коэффициент трения скольжения снижается. Электронно-лучевой нагрев может применяться для упрочнения сплавов из цветных металлов на основе алюминия, меди, титана.

ЭЛЕКТРОИСКРОВЫЕ ПОКРЫТИЯ. Метод электроискрового легирования основан на переносе материала при импульсном искровом разряде в газовой среде на обрабатываемую поверхность. Во время нанесения покрытия деталь нагревается незначительно. Используются вибрирующие электроды, порошковые материалы (50—100 мкм), подаваемые из питателя в межэлектродный зазор, образованный анодом и обрабатываемой деталью (катодом). Преимущество метода заключается в возможности проведения локальной обработки поверхностей и обеспечении высокой прочности сцепления нанесенного материала с основой.

МЕТОДЫ ХИМИЧЕСКОГО ОСАЖДЕНИЯ ИЗ ГАЗОВОЙ ФАЗЫ. Методы химического осаждения из газовой фазы (газофазные методы) основаны на осаждении покрытий на нагретую подложку. Большое распространение получил метод осаждения покрытий из карбида титана, на деталях и инструментах, нагретых до высокой температуры (1000—1100 °С).

ТЕРМОВАКУУМНЫЕ МЕТОДЫ. Методы нанесения покрытий основаны на конденсации на поверхностях деталей пленки металла или химического соединения, переведенного в парообразное состояние нагревом наносимого вещества.

ГАЗОТЕРМИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ. Методы нанесения износостойких и антифрикционных покрытий включают: нагрев распыляемого материала или порошка высокотемпературным источником до температуры плавления (полного или частичного расплавления); образования направленного двухфазного газопорошкового потока; формирования покрытия на поверхности изделия. К ним относятся дуговая металлизация и газопламенное напыление, плазменное напыление и детонационный метод нанесения покрытий.

ГАЛЬВАНИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ. Методы можно использовать при нанесении покрытия из металлов, сплавов и композиционных материалов. Применение в составе покрытий на основе хрома, железа и никеля частиц карбидов, оксидов, боридов, твердых металлов позволяет существенно повысить их износостойкость, а введение халькогенидов, графита, полимеров — антифрикционность покрытий. Хорошие триботехнические свойства имеют композиционные покрытия на основе никеля, содержащие MoS_2 .

ХИМИКО-ТЕРМИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ. Методы модифицирования поверхностных слоев, сочетающие термическое и химическое воздействия, применяют с целью изменения химического состава, структуры и свойств поверхностного слоя. Повышение износостойкости деталей из сталей достигается применением цементации (науглероживания), нитроцементации (цианирования, карбонитрации), азотирования, насыщением бором и кремнием, а также металлами (Al, Cr и др.).

МНОГОКОМПОНЕНТНЫЕ ДИФФУЗИОННЫЕ ПОКРЫТИЯ с одновременным и последовательным насыщением. Этим методом получают: алюмохромирование (или хромалитирование), алюмосилицирование, алюмоборирование (или бороалитирование), хромсилицирование, алюмохромосилицирование, алюмоцирконосилицирование, хромотитаноалитирование, алюмохромониобирование и др.

МЕТОДЫ СУЛЬФИДИРОВАНИЯ И СУЛЬФОЦИАНИРОВАНИЯ. Их применяют для повышения противозадирных свойств сталей. Сульфидирование снижает коэффициент трения, увеличивает противозадирную стойкость, износостойкость в 2—5 раза.

КОМБИНИРОВАННЫЕ МЕТОДЫ. Комбинированные методы упрочнения используют при сочетании с применением концентрированных потоков энергии.

4.4. ФИЗИЧЕСКОЕ И МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТРИБОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

4.4.1. Гидромеханика процесса смазки

Исследование процессов трения, изнашивания и смазочного действия твердых тел вследствие сложности и многообразия как по характеру протекающих физико-химических процессов, так и по взаимосвязи различных факторов во многих случаях целесообразно проводить на специальных моделирующих установках. Использование реальных механизмов позволяет определить достоверность установленных на модели закономерностей. В реальных условиях эксперимент, как правило, обходится дороже, является более трудоемким и не всегда позволяет понять внутренние связи сложного процесса. Например, исключительно сложно определить раздельное влияние скоростей качения и скольжения на трение и заедание в опытах с реальными зубчатыми парами. На специальной роликовой установке такой эксперимент не представляет существенной трудности. Можно привести много примеров, свидетельствующих о целесообразности построения моделей, позволяющих изучать явления в различных аспектах. Теория процесса, механизм и кинетика поверхностного разрушения, анализ накопленного опыта в области проектирования, производства и эксплуатации узлов трения служат основой при создании экспериментальных средств и методологии исследований. Теория подобия и моделирования рассматривается как база научной постановки опытов и обобщения экспериментальных данных. В решении поставленных задач приходится встречаться с различными по сложности явлениями. В некоторых случаях теоретическое решение задачи (например, контактно-гидродинамической) позволяет получить только качественные связи параметров, например в определении коэффициента трения. При анализе сложного процесса изнашивания твердых тел в настоящее время не удается получить достаточно общих математических описаний явлений. В связи с

этим различен подход к проблеме трения и изнашивания тел, работающих в масляной среде и без смазочного материала (всухую — с твердосмазывающими покрытиями или из самосмазывающихся материалов). Теория подобия базируется на следующих основных положениях:

- ▶ подобные явления имеют одинаковые критерии подобия;
- ▶ зависимость между переменными, характеризующими явление, может быть представлена как зависимость между критериями подобия (π-теорема).

Необходимое и достаточное условие подобия — это подобие условий однозначности и равенство определяющих критериев подобия изучаемого явления.

АДГЕЗИОННО-ДЕФОРМАЦИОННАЯ ТЕОРИЯ ТРЕНИЯ (ВНЕШНЕГО ТРЕНИЯ) ТВЕРДЫХ ТЕЛ. Эта теория дает представление о природе изнашивания, главных действующих факторах и показывает принципиальную возможность описания основных закономерностей трения. Согласно этой теории, процесс трения сопровождается комплексом явлений: взаимодействием контактирующих поверхностей, физико-химическим изменением поверхностных слоев трущихся пар, разрушением (изнашиванием) поверхностей. В связи с существенной дискретностью фрикционного контакта, различием температурного и напряженного состояний в отдельных точках контакта, неравномерностью разрушения контакта все названные выше явления имеют статистическую природу. Сложный комплекс взаимосвязанных физико-химических явлений, происходящих на поверхностях контактирующих тел (в микро- и макромасштабах), приводит к изменению физико-механических свойств материалов в пятнах фактического контакта. Действие температурных градиентов, стохастический характер разрушения микрообъемов затрудняют получение полного математического описания основных процессов, влияющих на формирование силы трения, ответственных за механизм и интенсивность изнашивания материалов. Из-за отсутствия исходных уравнений, содержащих связи основных влияющих факторов, для процесса моделирования во многих случаях целесообразно использовать анализ размерностей физических параметров, характеризующих трение и изнашивание тел. Анализ размерностей исходных параметров, определяющих процесс, оказывается полезным, когда физическая сложность механизма явлений и недостаточная изученность основных закономерностей не позволяют получить достаточно полное математическое описание процесса.

КОНТАКТНО-ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ (ЭЛАСТОГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ) ТЕОРИЯ СМАЗКИ. Она служит теоретической основой

экспериментальных исследований систем, работающих в масляной среде. Исходные уравнения этой теории без учета сжимаемости смазочного материала тел следующие:

$$1. \frac{\partial p}{\partial x} = 6\mu(v_1 + v_2) \frac{h - h_0}{h^3}, \quad (\text{яорг})$$

граничные условия: при $x = -\infty$, давление $p = 0$; при $x = x_0$
 $p = \frac{\partial p}{\partial x} = 0$;

$$2. h = h_0 + \frac{x^2 - x_0^2}{2R_{\text{пр}}} - \frac{2}{\pi} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \int_{-\infty}^{x_0} p(\xi) \ln \left| \frac{\xi - x}{\xi - x_0} \right| d\xi;$$

$$3. \rho c v \frac{\partial p}{\partial x} = \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \mu \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2;$$

граничные условия: при $x = -\infty$ температура $t = t_0$;

$$t(x, 0) = \left(\frac{1}{\pi \rho_1 c_1 \lambda_1 v_1} \right)^{1/2} \int_{-\infty}^x \lambda \frac{\partial t}{\partial y / y=0} \frac{\partial \varepsilon}{(x - \varepsilon)^{1/2}} + t_0,$$

$$t(x, h) = \left(\frac{1}{\pi \rho_2 c_2 \lambda_2 v_2} \right)^{1/2} \int_{-\infty}^x -\lambda \frac{\partial t}{\partial y / y=h} \frac{\partial \varepsilon}{(x - \varepsilon)^{1/2}} + t_0.$$

Вязкость смазочного материала является функцией температуры и давления. С учетом зависимостей Баруса и Рейнольдса

$$\mu = \mu_0 e^{\beta p - \alpha_1 \Delta t}.$$

Здесь p — давление; v_1 и v_2 — окружные скорости; h — зазор; h_0 — минимальный зазор; $R_{\text{пр}}$ — приведенный радиус кривизны; E_1 и E_2 — модули упругости тел; ν_1 и ν_2 — коэффициенты Пуассона материалов тел; t_1 и Δt — температура и ее приращение; ρ , c , λ , ρ_1 , c_1 , λ_1 , ρ_2 , c_2 , λ_2 — соответственно плотности, удельные теплоемкости и теплопроводности смазочного материала и материалов тел; β — пьезокоэффициент вязкости смазочного материала; α_1 — коэффициент зависимости вязкости смазочного материала от температуры в формуле Рейнольдса; x , y — координаты; соответственно вдоль и поперек смазочного слоя, ξ , ε — дополнительные переменные; x_0 — абсцисса в месте выхода смазочного материала из зазора.

Рассмотрим условия однозначности.

► Геометрические характеристики: радиус контактирующих цилиндров R_1 и R_2 ; приведенный радиус кривизны $R_{\text{пр}} = \frac{R_1 R_2}{R_1 \pm R_2}$; длина контакта l ; параметры шероховатости тел

$R_2(a)_1, R_2(a)_2$. При заданных нагрузке, приведенном радиусе кривизны, длине контакта, упругих свойствах материалов тел определяется (по Герцу) ширина контакта — $2b$.

► **Физические свойства:** смазочный материал — коэффициент динамической вязкости μ_0 ; плотность ρ_0 ; удельная теплоемкость c_0 ; теплопроводность λ_0 ; пьезокоэффициент вязкости β_0 ; коэффициент зависимости вязкости от температуры в формуле Рейнольдса α_1 (значения параметров соответствуют характерной температуре контактирующих тел).

► **Материалы контактирующих тел:** модули упругости E_1 и E_2 ; коэффициенты Пуассона ν_1 и ν_2 , твердости H_1 и H_2 ; плотности ρ_1 и ρ_2 ; удельные теплоемкости c_1 и c_2 ; теплопроводности λ_1 и λ_2 ; значения указанных параметров соответствуют характерной температуре контактирующих тел.

Отнесем к физическим свойствам имеющиеся экспериментальные зависимости, связывающие изменение основных физических свойств смазочного материала $\mu, \rho, c, \alpha_1, \lambda, \beta$ и материалов тел с температурой и давлением.

► **Краевые условия:** окружные скорости тел v_1 и v_2 ; скорость скольжения $v_s = v_1 - v_2$; суммарная скорость качения $v_{\Sigma k} = v_1 + v_2$; нагрузка в контакте N ; нагрузка на единицу длины (удельная нагрузка) $N_n = N/l$; максимальное давление (по Герцу) σ_H ; средняя температура поверхностей тел перед входом в контакт $t_{0cp} = (t_{01} + t_{02})/2$ (t_{01} и t_{02} — температуры поверхностей, вступающих в контакт).

Задание условий однозначности основано на представлениях о механизме протекания процессов трения, изнашивания, смазочного действия, заедания катящихся со скольжением тел, следующих из теоретических и экспериментальных зависимостей.

Используя способ интегральных аналогов, исходную совокупность уравнений, граничных условий, условия однозначности, можно найти критериальные соотношения и условия подбора.

4.4.2. Структура расчетных уравнений для определения ресурса по износу узлов трения

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ. Ресурс работы зубчатой передачи по критерию износа определяется по формуле [10]:

$$L = \frac{[h]_{1,2} v_{Fy1,2}}{2,25 I_{h1,2} \sqrt{W_{Ht} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)} \rho_{np} v_{sy1,2} n_{1,2} i_{1,2}},$$

где $[h]_{1,2}$ — допускаемый износ зуба шестерни и колеса; $v_{Fy1,2}$ — скорость перемещения (качения) общей точки по профилю зуба (в расчетной контактной точке) шестерни или колеса; $I_{h1,2}$ — интенсивность изнашивания материалов шестерни 1 и колеса 2 в данных условиях трения; W'_{Ht} — удельная нормальная расчетная сила; $\left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}\right) = \eta$ — упругая постоянная материала; $\nu_{1,2}$ и $E_{1,2}$ — соответственно коэффициенты Пуассона и модули упругости материалов шестерни и колеса; $\rho_{пр1,2}$ — приведенный радиус кривизны в расчетной точке контакта зубьев шестерни и колеса; $v_{sy1,2}$ — скорость скольжения в расчетных точках профиля зубьев шестерни и колеса; $n_{1,2}$ — частота вращения зубчатых колес; i — число пар зацепления с рассчитываемым зубчатым колесом.

Значение допускаемого износа $[h]_{1,2}$ назначается с учетом состояния трущихся поверхностей, функционального назначения, требуемого уровня надежности, безопасности, экономичности, экологичности. По мере износа зубьев снижаются кинематическая точность, КПД, возрастает динамическая нагрузка, повышается виброакустический эффект. Износ упрочненного слоя или покрытия зуба приводит к повышению скорости изнашивания и к поломке.

ОПОРЫ СКОЛЬЖЕНИЯ. Ресурс подшипника скольжения (долговечность) определяется по формуле [10]

$$L = \frac{[h] - \varepsilon}{(I_{h1}s_1 + I_{h2}s_2)n},$$

где $[h]$ — предельно допустимый износ или допустимое смещение центра вала в направлении действия нагрузки; $\varepsilon = r_2 - r_1$ — радиальный зазор в подшипнике; (r_2 — радиус втулки; r_1 — радиус вала); I_{h1} и I_{h2} — средние значения интенсивностей изнашивания материала вала и втулки в условиях работы подшипника; s_1 и s_2 — путь трения скольжения вала и втулки за один оборот подвижного элемента; n — частота вращения.

Предельно допустимый износ $[h]$ во многом определяет продолжительность работы узла трения. Его величина зависит, например, от толщины антифрикционного слоя при использовании твердых смазочных покрытий или самосмазывающихся материалов. Для однородных материалов $[h]$ ограничивается величиной, принятой для данного класса точности узла, смещением центра вала или требованиями, вытекающими из особенностей функционального назначения механизма. Существенное

значение имеет место вынесения антифрикционного покрытия на подвижный или неподвижный элемент, на оба элемента. Нанесение покрытия на подвижный элемент подшипника предопределяет в π/φ_0 раз меньший путь трения (φ_0 — половина угла контакта, рад) по сравнению с путем трения неподвижного элемента подшипника. Данное обстоятельство необходимо иметь в виду при решении задачи оптимизации и технологии подшипника скольжения.

При нанесении антифрикционного слоя на вал и при стационарной нагрузке по величине и направлению вышеуказанную формулу можно привести к виду

$$L = \frac{\pi[h_s]}{\varphi_0 I_{h1} v_s},$$

где $[h_s]$ — допустимый износ вала; v_s — скорость скольжения в контакте.

Для оценки ресурса работы подшипника скольжения необходимо знать размер контактной зоны, от которого зависят значение пути трения скольжения и контактная напряженность узла трения. Наибольшую трудность представляет определение интенсивности изнашивания I_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 др. Экспериментально-теоретический метод определения ресурса подшипника скольжения основывается на установлении контактной зоны исходя из известной геометрии подшипника скольжения, нагрузки, упругих свойств материалов контактирующих тел. Интенсивность изнашивания материалов определяется главным образом экспериментально с использованием теории подобия и моделирования.

ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ. Ресурс работы зубчатых (шлицевых) соединений по износу с учетом воздействия механических, физических, химических и геометрических факторов можно выразить формулой

$$L_h = \frac{[h]}{60 I_h s_1 n},$$

где $[h]$ — допускаемый износ наиболее изнашивающегося зуба, см; I_h — средняя интенсивность изнашивания; s_1 — путь трения скольжения за один цикл (оборот), см; n — частота вращения соединения (муфты), об/мин.

ПЕРЕДАЧА «ВИНТ—ГАЙКА» СКОЛЬЖЕНИЯ. Ресурс работы передачи «винт—гайка» с трением скольжения по критерию износа можно определить по формуле

$$L = \frac{[h] \cos \beta_d}{60\pi I_h d (n_r \pm n_b)},$$

где — $[h]$ — допускаемый износ, см; $\beta_d = \arctg \frac{s_1}{\pi d}$, — угол подъема винтовой линии; s_1 — ход винтовой линии, который при однозаходной резьбе равен шагу резьбы, см; d — наружный диаметр резьбы (максимальный диаметр винтовой линии в месте контакта витков, см); I_h — интенсивность изнашивания материала (обычно гайки) в данных условиях эксплуатации (трения); n_r и n_b — частоты вращения соответственно гайки и винта, об/мин (знак «+» берется при разнонаправленном вращении, знак «-» — при однонаправленном вращении винта и гайки).

Для обеспечения длительного, безыносного режима работы передачи необходимо обеспечить существование устойчивого смазочного слоя в сопряжении витков, толщина которого должна превышать суммарный размер шероховатостей поверхностей (полное разделение поверхности трения). Широкое применение получают шариковые винтовые пары, в которых трение скольжения заменено трением качения. В этом случае передача состоит из винта, гайки и шариков, расположенных между витками винта и гайки. Получается механизм с высоким КПД ($\eta \approx 0,9$), а коэффициент трения качения $f_k = 0,005...0,01$ значительно меньше коэффициента трения при скольжении витков ($f = 0,05...0,2$). Имеется возможность устранения осевых и радиальных зазоров в передаче, повышения точности станков, измерительных устройств, роботов, механизмов управления шасси, стабилизаторов в самолетах и др.

4.4.3. Трибологические инварианты для определения интенсивности изнашивания

Методы расчета на износ деталей машин основаны на экспериментально-теоретических подходах и непрерывно развиваются. Связывая естественную близость природы объемного и поверхностного разрушения материала с накоплением повреждений, зарождением и ростом дефектов, микротрещин, необходимо отметить существенные отличия контактного разрушения по условиям воздействия различных факторов на материал, кинетике разрушения, методическим особенностям постановки задачи прогнозирования.

В расчетах на износ следует 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 и поверхностных слоев материалов и др.). Расчетные уравнения строятся на синтезе теоретических представлений (фундаментальных уравнений), описывающих природу процесса, и экспериментальных исследований.

ИНТЕНСИВНОСТЬ ИЗНАШИВАНИЯ ПРИ МЕХАНИЧЕСКОМ ВОЗДЕЙСТВИИ СРЕДЫ. В случае механического разрушения поверхностей, когда химические и тепловые процессы не имеют решающего значения, интенсивность изнашивания целесообразно находить в виде зависимостей, описывающих процесс в следующих физически информативных (безразмерных) обобщенных факторах:

$$I_{hm} = f(\Phi_a, \Phi_{cm}, \Phi_y, \Phi_{ш}),$$

где $\Phi_a = p/HB$ или $\Phi_a = fp/HB$ — комплексы, характеризующие напряженное состояние контакта, безразмерную площадь фактического касания тел; p — нормальное контактное давление; $HВ$ — твердость материала; f — коэффициент трения скольжения;

$\Phi_{cm} = h/\chi$ — комплекс, определяющий относительную толщину смазочного слоя в контакте (h — толщина смазочного слоя; χ — характерный размер (диаметр) режущей абразивной частицы или приведенный размер шероховатости; $\chi = Ra = (R_{a_1}^2 + R_{a_2}^2)^{1/2}$, где R_{a_1} и R_{a_2} — среднеарифметические отклонения шероховатостей);

$\Phi_y = \xi p/\sigma_0$ — комплекс, используемый для характеристики усталостной прочности трущихся поверхностей (ξ — коэффициент, зависящий от коэффициента трения f и напряженного состояния в контакте; σ_0 — предел усталости материала в данных условиях трения);

$\Phi_{ш}$ — комплекс шероховатости, который может иметь различный вид, например $\Phi_{ш} = S_m/Ra$, где S_m — средний шаг неровностей; $\Phi_{ш} = r/Ra$, где r — средний радиус микронеровностей; $\Phi_{ш} = \frac{R_{max}}{rb_1^{1/v_1}}$, где R_{max} — наибольшая высота неровностей

профиля; r — произведенный радиус неровностей; b_1^{1/v_1} — пара-

метры опорной кривой. Комплекс получен Крагельским и Комбаловым.

Зависимость интенсивности изнашивания от механических обобщенных факторов приведена на рис. 4.4, где 1 — кривая. $I_{hm} = f(\Phi_{cm})$; 2 — кривая $I_{hm} = f(\Phi_a)$; 3 — кривая $I_{hm} = f(\Phi_y)$; 4 — кривая $I_{hm} = f(\Phi_{ш})$.

ИНТЕНСИВНОСТЬ ИЗНАШИВАНИЯ ПРИ ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКОМ ВОЗДЕЙСТВИИ СРЕДЫ. С учетом сорбционных процессов и химического модифицирования интенсивность изнашивания можно выразить в виде:

$$I_{h \text{ ф. х.}} = f(\Phi_{\text{кин}} \Phi_{\text{гр. ад.}} \Phi_{\text{гр. х.}} \Phi_{\tau}),$$

где $\Phi_{\text{кин}} = \frac{pv\tau_0}{Hv d_{\phi}}$ — комплекс, характеризующий временной фактор физико-химических превращений области контакта; p — контактное давление; v — относительная скорость перемещения в области контакта; τ_0 — характерное время, например, период колебаний атомов твердых веществ ($\tau_0 \approx 10^{-13}$ с); d_{ϕ} — средний диаметр пятна фактического контакта;

$\Phi_{\text{гр. ад.}} = RT/Q$ — комплекс, характеризующий свойства граничной смазки адсорбционной природы (R — газовая постоянная; T — абсолютная температура в контакте; Q — теплота адсорбции смазочных слоев);

$\Phi_{\text{гр. х.}} = RT/E_x$ — комплекс, учитывающий химическую модификацию и образование защитных поверхностных соединений в результате трения и действия присадок к смазочным материалам (E_x — энергия активации распада межатомных связей химически модифицированных слоев);

Φ_{τ} — 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. 4.5 приведены зависимости интенсивности изнашивания от физико-химических обобщенных факторов, где

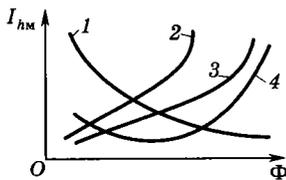


Рис. 4.4

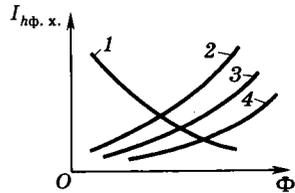


Рис. 4.5

1 и 4 — кривая $I_{h \text{ ф. х.}} = f(\Phi_{\text{гр. х.}})$; 2 — кривая $I_{h \text{ ф. х.}} = f(\Phi_{\text{кин}})$; 3 — кривая $I_{h \text{ ф. х.}} = f(\Phi_{\text{гр. ад.}})$.

ИНТЕНСИВНОСТЬ ИЗНАШИВАНИЯ ОТ ТЕПЛОВЫХ ФАКТОРОВ.

В этом случае интенсивность изнашивания представляется в виде следующей функции:

$$I_{h \text{ т. ф.}} = f(\Phi_{\text{к. т.}}, \Phi_{\text{к. т. с.}}, \Phi_{\text{т. н.}}, \Phi_{\text{т. с.}}),$$

где $\Phi_{\text{к. т.}} = t/t_{\text{кр}}$ — комплекс, учитывающий влияние контактной температуры (t — температура в контакте трущихся тел; $t_{\text{кр}}$ — критическая температура, например температура плавления материала, гомологическая температура, температура физико-химических, структурных превращений в материалах трущихся тел);

$$\Phi_{\text{к. т. с.}} = \frac{q\delta_{\text{т}}}{\lambda t_{\text{кр}}} — \text{комплекс, характеризующий влияние температурного градиента и теплового пограничного слоя} (q — \text{плотность теплового потока; } \delta_{\text{т}} — \text{толщина теплового пограничного слоя; } \lambda — \text{коэффициент теплопроводности материала; } t_{\text{кр}} — \text{критическая температура});$$

$\Phi_{\text{т. с.}} = \frac{E\alpha\Delta t}{(1-\nu)\sigma_{\text{пр}}}$ — комплекс, определяющий теплонпряженность приповерхностных слоев (E — модуль упругости; α — температурный коэффициент линейного расширения; Δt — приращение температуры; ν — коэффициент Пуассона; $\sigma_{\text{пр}}$ — предельное напряжение);

$$\Phi_{\text{т. с.}} = \frac{\rho c(T_{\text{к}} - T)}{K} — \text{комплекс, характеризующий склонность к схватыванию трущейся пары, выражается как отношение теплосодержания материала при нагреве до температуры контактного плавления к пластической постоянной} (\rho — \text{плотность; } c — \text{удельная теплоемкость; } T_{\text{к}} — \text{температура контактного плавления; } T — \text{температура тела; } K — \text{пластическая постоянная материала. Этот фактор можно выразить } \frac{\rho c \Delta T}{\sigma_s}, \text{ где}$$

ΔT — приращение температуры до контактного плавления; σ_s — предел текучести материала.

Зависимость интенсивности изнашивания от тепловых обобщенных факторов приведена на рис. 4.6, где 1, 2 — $I_{h \text{ т. ф.}} = f(\Phi_{\text{г. т. с.}})$; 3 — $I_{h \text{ т. ф.}} = f(\Phi_{\text{к. т.}})$; 4 — $I_{h \text{ т. ф.}} = f(\Phi_{\text{т. н.}})$.

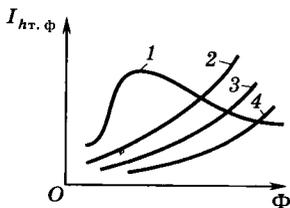


Рис. 4.6

Указанные обобщенные критериальные соотношения являются структурными компонентами в уравнениях для расчета интенсивности изнашивания и учитывают механотермохимические явления.

4.4.4. Коэффициент трения скольжения

Силы трения (коэффициент трения) существенно влияют на напряженно-деформированное состояние контакта деталей машин, интенсивность изнашивания и контактную прочность. Анализ напряженного состояния упругих тел и усталостной прочности контактирующих материалов для случая одновременного действия нормальной и касательной нагрузок показал следующее: касательная нагрузка (сила трения) влияет на напряженное состояние в зоне контакта и на характер разрушения материала (при малых касательных нагрузках прочность материала определяется глубинными напряжениями, при больших — поверхностными); с ростом касательной нагрузки наиболее напряженная точка перемещения ближе к поверхности; при перекатывании со скольжением тел касательная нагрузка влияет на величину и амплитуду изменения компонентов напряжений в приповерхностных слоях материалов и непосредственно на поверхность. Теоретические и экспериментальные исследования долговечности по критерию усталостного выкрашивания при различных соотношениях между касательными и нормальными силами в большей степени коррелировали с изменением касательных и растягивающих поверхностных напряжений на контуре контакта, чем с вариацией глубинных максимальных касательных напряжений. Силы трения влияют на КПД механизмов, на тепловое состояние, надежность и ресурс по критерию износа, на возникновение катастрофического изнашивания и заедания. Зона минимальной контактной прочности в зубчатых передачах соответствует месту возникновения максимальных сил трения, изменение усталостного предела контактной прочности зависит от действующих сил трения.

Знание сил трения необходимо при проектировании фрикционных и ременных передач, фрикционных устройств, тормозов, муфт при обеспечении работоспособности контакта «колесо—рельс» и др.

Рассмотрим закономерности изменения коэффициента трения скольжения при качении со скольжением тел в случае начального касания тел в точке и по линии. Названные условия характерны для работы различных классов зубчатых и фрик-

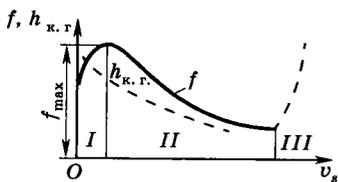


Рис. 4.7

коэффициент трения скольжения сначала быстро увеличивается (область I), затем после убывания (область II) резко возрастает в связи с разрушением смазочного слоя и заеданием трущихся поверхностей (область III).

На рис. 4.8 приведены зависимости коэффициента трения f и толщины $h_{к.г.}$ смазочного слоя от суммарной скорости качения $v_{\Sigma к}$ (рис. 4.8, а), контактного давления p (рис. 4.8, б) и вязкости масла μ (рис. 4.8, в). С увеличением суммарной скорости качения в контакте коэффициент трения f уменьшается, особенно в области малых значений скоростей — до $v_s = 1,5-2$ м/с (рис. 4.8, а), коэффициент трения сложным образом зависит от контактных давлений (рис. 4.8, б). В области малых скоростей качения и вязкости масла коэффициент трения с увеличением контактных давлений сначала уменьшается, а в области высоких давлений перестает от них зависеть (кривая 1 на рис. 4.8, б). При высоких скоростях качения и больших значениях вязкости масла коэффициент трения сначала увеличивается, а потом остается постоянным (кривая 3 на рис. 4.8, б). Существуют сочетания скоростей качения и вязкости масла, при которых коэффициент трения не зависит от контактных давлений (кривая 2 на рис. 4.8, б).

Увеличение твердости и размера шероховатостей приводит к росту, а приведенного радиуса кривизны — к уменьшению коэффициента трения f скольжения, который можно получить по формуле [10]

$$f = \frac{A \sigma_H^{0,02} \left[10 + \lg \left(\frac{HBR_a}{E_{np} R_{np}} \right) \right]}{\mu^{0,07} v_{\Sigma к}^{0,12} v_s^{0,2}},$$

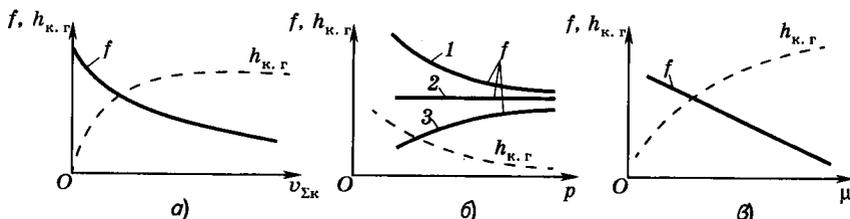


Рис. 4.8

ционных передач, подшипников качения, кулачковых механизмов, катков и др. Экспериментально установлена принципиальная близость всех закономерностей для сил трения при начальном касании тел в точке и по линии. С увеличением скорости скольжения (рис. 4.7)

где A — размерный коэффициент, равный $4,5 \cdot 10^{-3}$; σ_H — максимальное контактное давление по Герцу, МПа; $HВ$ — твердость по Бринеллю менее твердого из контактирующих материалов, МПа; R_a — приведенный параметр шероховатости (R_a — более твердого тела, м; E_{np} — приведенный модуль упругости материалов, МПа; R_{np} — приведенный радиус кривизны, м; μ — вязкость масла при температуре вступающих в контакт поверхностей, m^2/c ; $v_{\Sigma k}$ — суммарная скорость качения, м/с; v_s — скорость скольжения, м/с. Формула получена из следующих экспериментальных данных: $\mu > 1 \cdot 10^{-6} m^2/c$; $\sigma_H \geq 300$ МПа; $HВ \geq 500$ МПа; $R_{np} \geq 0,005$ м и скоростях скольжения, больших соответствующих максимальному значению коэффициента трения, т. е. $v_{sfmax} = 0,01 \dots 0,5$ м/с. Увеличение вязкости масла и контактного давления приводит к уменьшению значений v_{sfmax} .

Экспериментально установлено, что при использовании жидких масел, а также пластичных смазочных материалов коэффициент трения скольжения изменялся в диапазоне $f = 0,01 \dots 0,1$.

Для расчета коэффициента трения при скольжении тяжело нагруженных смазанных металлических тел в безразмерном виде получена следующая формула [10]:

$$f = A l q \frac{N H В}{\mu v_s R_{np} E_{np}} + B,$$

где A и B — постоянные величины; N — нагрузка; μ — вязкость масла при средней температуре трущихся тел; v_s — скорость скольжения; R_{np} — характерный размер; $HВ$ — твердость по Бринеллю; E_{np} — приведенный модуль упругости материалов.

На основании указанной формулы [10] получена формула для расчета коэффициента трения скольжения в цилиндропоршневой паре при возвратно-поступательном скольжении:

$$f = 0,003 \ln \left(\frac{N R_a}{v b v_s} \right) + 0,08,$$

где N — нагрузка, Н; R_a — среднее арифметическое отклонение шероховатостей, м; v — кинематическая вязкость, m^2/c ; b — размер образца в направлении скольжения, м; v_s — средняя скорость скольжения за цикл м/с.

Экспериментальный коэффициент трения скольжения изменялся в диапазоне $f = 0,02 \dots 0,1$.

Макро- и микрогеометрия контактирующих деталей в цилиндропоршневой паре существенно влияет на закономерности и значение коэффициента трения скольжения.

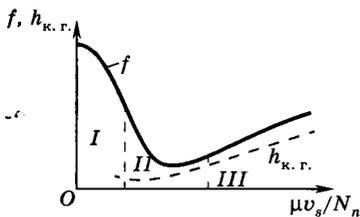


Рис. 4.9

В случае контакта несмазывающихся деталей как в покое, так и в движении коэффициент трения скольжения рассчитать весьма затруднительно в связи с неоднородностью и нестабильностью физико-химических и механических свойств контактирующих поверхностей. Контакт твердых тел имеет дискретную природу и происходит по отдельным шероховатостям. Взаимное внедрение микронеровностей, сопротивление деформированию поверхностных слоев при скольжении, возникновение адгезионного (межмолекулярного, межатомного) взаимодействия зависят от состава и структуры поверхностных пленок, которые в процессе трения и изнашивания существенно изменяются, не имеют математического описания даже в модельном приближении. Поэтому адгезионно-деформационная теория трения твердых тел позволяет глубже понять и объяснить экспериментальные закономерности, полученные в различных условиях контактирования.

Коэффициент трения скольжения для твердых тел, не смазанных жидкими или пластичными смазочными материалами, включая самосмазывающиеся для фрикционных устройств, изменяется в диапазоне $f = 0,05 \dots 0,6$. Однако при возникновении схватывания (заедания) коэффициент трения может иметь весьма большие значения ($f \geq 1$), и даже при малых значениях нормальной силы (или ее отсутствии) он стремится к бесконечности ($f \rightarrow \infty$).

При высоких скоростях скольжения, значительном тепловыделении происходит размягчение и оплавление материалов. В этих условиях коэффициент трения скольжения близок к условиям гидродинамики: $f \leq (0,01 \dots 0,05)$.

На рис. 4.9 представлена кривая Герси—Штрибека (зависимость коэффициента трения скольжения f и толщины смазочного слоя $h_{к.г.}$ от параметра $\mu v_s / N_n$), полученная при исследовании режимов смазки в подшипниках скольжения.

На зависимости коэффициента трения скольжения от фактора $\mu v_s / N_n$, где μ — вязкость масла; v_s — скорость скольжения; N_n — нагрузка, приходящаяся на единицу длины, можно выделить существование различных режимов смазки. Область I относится к режиму граничной смазки, в которой на коэффициент трения скольжения влияют контакт микронеровностей, физико-химические свойства поверхностных пленок и граничных смазочных слоев, физика, химия и механика контакта и не

вливают объемные, реологические свойства смазочного материала. В области II имеет место смешанный и частично контактно-гидродинамический режим смазки. На коэффициент трения влияют взаимодействие шероховатостей и сопротивление сдвигу внутри смазочного слоя. Приложенная внешняя нагрузка уравнивается частично гидродинамическим действием смазочного слоя и усилиями в контактах неровностей. Область III относит к гидродинамической или контактно-гидродинамической смазке. Здесь поверхности полностью разделены смазочным слоем. Сила трения определяется сопротивлением сдвигу внутри смазочного слоя. Износ в этой области обычно не возникает или незначителен. Поэтому по возможности необходимо обеспечить гидродинамический режим смазки, при котором отсутствует непосредственный контакт деталей друг с другом. Несущая способность смазочного слоя обеспечивает уравнивание внешней нагрузки. Если в гидродинамическом режиме смазки (в области III) коэффициент трения скольжения обычно изменяется в диапазоне $f = 0,005 \dots 0,0005$, то при граничной смазке (область I) его максимальная величина лежит в пределах $f = 0,1 \dots 0,2$. Для стационарных контактов и при граничной смазке твердых тел экспериментально установлено существование минимума коэффициента трения при изменении шероховатости и контактного давления.

При трении несмазанных металлических поверхностей и при граничной смазке на коэффициент трения существенно влияют состояние, механические свойства и размер оксидной пленки. Низкий коэффициент трения ($f \leq 0,1$) и незначительный износ возникают при упругом взаимодействии оксидов трущихся поверхностей. С увеличением нормальных и касательных напряжений происходят деформация подложки и разрушение оксидного слоя. Пластическая деформация подложки вследствие повышенных механических свойств оксидов может протекать при упругой деформации оксидов. Разрушенные частицы оксидов деформируют и режут поверхность, увеличивая силу трения и абразивный износ.

Энергия активации процесса окисления на воздухе зависит от свойств поверхности, температуры и может иметь различные значения. При малых контактных напряжениях в условиях граничной смазки силы трения зависят от сопротивления сдвигу смазочного слоя.

Низкие значения коэффициента трения скольжения в этих условиях, так же как при контактно-гидродинамическом режиме смазки, обусловлены свойствами смазочной среды и мало зависят от характеристик твердых поверхностей. Следует отме-

тить, что при отсутствии оксидов даже при наличии граничного смазочного слоя коэффициент трения и износ имеют повышенное значение.

Коэффициент трения скольжения в условиях качения со скольжением контактирующих деталей, смазывающихся пластичными смазочными материалами, зависит от многих факторов. Анализ процесса трения основывается на четырехпараметрической реологической модели:

$$\tau = \tau_0 + \Phi \left| \frac{\partial v}{\partial y} \right|^{n-1} \frac{\partial v}{\partial y} + \eta \frac{\partial v}{\partial y},$$

где τ — касательное напряжение в смазочном слое; τ_0 — предел текучести пластичного смазочного материала; Φ , n — параметры; v — скорость; η — предельная вязкость пластичного смазочного материала при высоких скоростях сдвига. Вязкость пластичного смазочного материала падает с ростом скорости сдвига, а при высокой скорости стремится к некоторой постоянной величине. Величина Φ зависит от консистенции смазочного материала, η — от вязкости базового масла и обычно превышает его вязкость.

Показатель степени n для большинства пластичных смазочных материалов лежит в интервале $0 < n < 1$. В случае низких скоростей сдвига определяющим является второй член уравнения, при высоких $\frac{\partial v}{\partial y} > 10^5 \text{ с}^{-1}$ — третий член.

Толщину смазочного слоя при пластичной смазке можно оценить по формулам контактно-гидродинамической теории смазки. Предельная вязкость пластичного смазочного материала зависит от вязкости базового масла, структуры, геометрической формы частиц и концентрации загустителя.

Толщина смазочного слоя при использовании пластичного смазочного материала больше толщины слоя при использовании в аналогичных условиях базового масла. Коэффициент трения скольжения при качении со скольжением тел, смазывающихся пластичным смазочным материалом на базе углеводородного масла с мыльным загустителем, может быть рассчитан по следующей формуле [10]:

$$f = \frac{8,1 \cdot 10^{-3} \bar{\sigma}_H^{0,2} \left[10 + \lg \left(\frac{HB R_a}{E_{np} R_{np}} \right) \right]}{\bar{v}^{0,07} \bar{v}_{\Sigma k}^{0,1} \bar{v}_s^{0,1}},$$

где $\bar{\sigma}_H = \sigma_H / P_{ат}$; σ_H — максимальное контактное давление по Герцу, МПа; $P_{ат} = 0,1 \text{ Па}$ — атмосферное давление; HB — твердость по Бринеллю менее твердого тела, Па; R_a — параметр ше-

роховатости поверхности (более твердого тела), м; $E_{\text{пр}}$ — приведенный модуль упругости материалов, Па; $R_{\text{пр}}$ — приведенный радиус кривизны контактирующих тел, м; $\vec{v} = v/v_1$; v_1 — кинематическая вязкость базового масла при высоких скоростях сдвига и средней температуре контактирующих тел перед входом в контакт, м²/с; $v_1 = 10^{-6}$ м²/с; $\vec{v}_{\Sigma k} = \frac{v_{\Sigma k}}{v_0}$, $v_{\Sigma k}$ — суммарная скорость качения, м/с; $v_0 = 0,01$ м/с; $\vec{v}_s = v_s/v_0$; v_s — скорость скольжения, м/с.

Сопоставление расчетных зависимостей для коэффициента трения скольжения показывает, что влияние силовых, кинематических, микро- и макрогеометрических, механических характеристик тел аналогично при использовании жидких и пластичных смазочных материалов.

4.4.5. Толщина смазочного слоя при качении со скольжением тел

Состояние и толщина смазочного слоя (третьего тела) решающим образом влияют на процесс изнашивания, трения, работоспособность механизмов, на надежность и ресурс всей машины. На этапе проектирования должны быть предусмотрены условия для обеспечения нормального состояния смазочного слоя между трущимися деталями. Правильный выбор сорта смазочных материалов, конструкционных материалов, технологии поверхностной обработки, кинематики и динамики контакта, геометрии деталей, систем обеспечения и очистки смазочных материалов, уровня контактной нагрузки и температуры (и других параметров) может обеспечить длительную безызносную работу трущихся сопряжений.

На трущихся поверхностях имеются различные виды адсорбированных слоев: газа, влаги, полярных и неполярных молекул органических веществ. Приповерхностные слои металла отличаются по своему строению и свойствам от основного материала. Здесь имеются зоны деформированного, упрочненного и разупрочненного материала, покрытого слоями оксидов. Слои адсорбированных молекул нейтрализуют силы взаимодействия между твердыми телами, предотвращают непосредственный, физический контакт, уменьшают силы трения и износ. Граничные слои (пленки), имеющие сильные связи между молекулярными цепями, хорошую адгезию с поверхностью твердого тела в широком интервале температур, повышенную термостойкость и малое сопротивление сдвигу, обладают высокими смазочными

свойствами. Поверхностные пленки различной природы представляют собой толщину граничного смазочного слоя, средний размер которого обозначим через $h_{\text{гп}}$.

Существуют различные методы расчета толщины смазочного слоя гидродинамической природы, особенно по опорам скольжения. Здесь рассмотрим лишь методы расчета средней толщины смазочного слоя контактно-гидродинамической природы $h_{\text{к. г.}}$ для случая качения со скольжением тяжелонагруженных тел в смазочной среде, который адекватен условиям работы типичных деталей машин — зубчатых и фрикционных передач, подшипников качения, кулачковых механизмов, катков и др.

Теоретическую основу расчетных методов представляет контактно-гидродинамическая теория смазки, которая учитывает гидродинамическое течение смазочного материала, существенную зависимость вязкости смазочного материала от давления и температуры, деформирование контактирующих тел в зоне контакта, тепловые процессы и другие факторы. Следует отметить идентичность расчетных уравнений при начальном касании тел в точке и по линии.

В случае начального касания тел по линии (контакт цилиндрических поверхностей, цилиндр—плоскость и др.) формула имеет вид

$$\frac{h_{\text{к. г.}}}{R_{\text{гп}}} = 1,65 \left(\frac{\beta \mu_0 v_{\Sigma k}}{2R_{\text{гп}}} \right)^{0,73} \left(\frac{E_{\text{гп}}}{\sigma_H} \right)^{0,18};$$

в случае начального касания тел в точке

$$\frac{h_{\text{к. г.}}}{R_{\text{гп}}} = \left(1,82 - 0,68 \frac{R_y}{R_x} \right) \left(\frac{\beta \mu_0 v_{\Sigma k}}{2R_y} \right)^{0,75} \left(\frac{E_{\text{гп}}}{\sigma_H} \right)^{0,25}.$$

Здесь $h_{\text{к. г.}}$ — средняя толщина смазочного слоя контактно-динамической природы; $R_{\text{гп}} = \frac{R_1 R_2}{R_1 \pm R_2}$ — приведенный радиус кривизны поверхностей (R_1 и R_2 — радиусы контактирующих тел, знак плюс относится к внешнему касанию, минус — к внутреннему); β — пьезокоэффициент вязкости масла; μ_0 — динамическая вязкость масла при температуре вступающих в контакт поверхностей; $v_{\Sigma k}$ — суммарная скорость качения в контакте; $v_{\Sigma k} = v_1 + v_2$ (v_1 и v_2 — скорости контактирующих тел); σ_H — максимальное давление (по Герцу) в контакте; $E_{\text{гп}}$ — приведенный модуль упругости: $\frac{1}{E_{\text{гп}}} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)$; R_y, R_x — приведенные радиусы кривизны поверхностей соответственно в

направлении качения и перпендикулярном направлению качения.

Для учета тепловых процессов, возникающих вследствие скольжения и качения тел, вводится тепловой фактор

$$\Phi_T = \left[1 + 0,18 \left(\frac{\alpha \mu_0 v_{\Sigma k}^2}{4\lambda} \right)^{0,66} + 0,45 \left(\frac{\alpha \mu_0 v_s^2}{\lambda} \right)^{0,83} \right]^{-1},$$

где α и λ — соответственно параметр зависимости вязкости масла от температуры и коэффициент теплопроводности масла.

Таким образом, для учета неизотермических процессов (температуры) при определении толщины смазочной пленки $h_{к. г. т.}$ можно воспользоваться зависимостью

$$\frac{h_{к. г. т.}}{R_{пр}} = \frac{h_{к. г.}}{R_{пр}} \Phi_T.$$

Экспериментально-расчетные исследования показали только начальный рост толщины смазочного слоя при увеличении скорости качения, вязкости и пьезокоэффициента вязкости масла. Уменьшение толщины происходит с ростом скорости скольжения, температуры, контактных напряжений. В работе тяжело нагруженных зубчатых, фрикционных передач, подшипников качения, кулачковых механизмов и других размеры смазочных слоев не превышают значений 1—2 мкм, реже 4—6 мкм. Для характеристики режима смазки можно воспользоваться относительной толщиной смазочного слоя

$$\Phi_{см} = \frac{h_{гр} + h_{к. г.}}{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}},$$

где R_{a1} , R_{a2} — среднеарифметическое отклонение шероховатости контактирующих поверхностей. Величина $h_{гр}$ не поддается в настоящее время расчетному определению, поэтому условно принимается постоянной величиной, исходя из соображений о вероятной величине граничного смазочного слоя, например $h_{гр} \leq 0,1$ мкм.

При $\Phi_{см} > (3-4)$ контакт будет работать надежно с полным разделением смазочного слоя. При меньших значениях осуществляется сначала смешанный режим смазки. Затем частичный контакт микронеровностей разрушает физические и химические адсорбированные слои, оксидные и приповерхностные слои металла, возникает износ и задиры.

Основы проектирования деталей и узлов механизмов

5.1. КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Ответственный момент процесса проектирования — выбор материалов для деталей и узлов механизмов, который осуществляет конструктором. Необходимо обеспечить работоспособность, надежность и выполнить некоторые специальные требования. Например, для механизмов авиационной и космической техники основными требованиями являются обеспечение минимальной массы и габаритных размеров; для деталей, работающих при трении скольжения, — износостойкости, при повышенных температурах — теплостойкости и др. Технологические характеристики материалов должны соответствовать способам получения заготовок (литье, штамповка, резанье) и виду производства (серийное или массовое). Важное значение имеет стоимость выбранного материала.

Основные характеристики конструкционных материалов:

- ▶ *механические характеристики*, к которым относятся прочностные показатели — предел прочности σ_b , предел текучести σ_t и предел выносливости σ_{-1} ; характеристики жесткости — модуль упругости E и модуль сдвига G ; характеристика сопротивления контактным напряжениям — поверхностная твердость HB, HRC; показатели пластичности — относительное удлинение δ и относительное поперечное сужение ψ ; ударная вязкость a ;
- ▶ *весовые показатели*: плотность ρ , удельная прочность σ_b/ρ и удельная жесткость E/ρ ;
- ▶ *свойства материалов*, связанные с условиями эксплуатации деталей: износостойкость, косвенными показателями которой являются поверхностная твердость HB, HRC и допускаемое давление P ; фрикционные свойства, характеризующиеся коэффициентом трения f , допускаемым давлением P и относительной скоростью скольжения v_s ; коррозионная стойкость; теплофизические свойства, определяемые температурным коэффициентом

линейного расширения α , теплопроводностью λ , удельной теплоемкостью c ;

- ▶ *технологические характеристики* — литейные свойства, обрабатываемость резанием, возможность штамповки и сварки;
- ▶ *экономические показатели* — стоимость и дефицитность материалов.

К конструкционным материалам относятся стали, чугуны, легкие сплавы на основе алюминия и магния, медные сплавы, сплавы на основе тугоплавких металлов — титана, никеля, вольфрама и молибдена, баббиты — сплавы на основе мягких металлов свинца и олова, композиционные материалы, пластмассы, резина.

5.1.1. Стали

Сталь — сплав железа Fe с углеродом C, в котором углерода менее 2%; плотность стали $\rho = 7,8 \text{ т/м}^3$. По химическому составу стали подразделяются на углеродистые и легированные.

УГЛЕРОДИСТЫЕ СТАЛИ. Их выпускают общего применения и качественные. Стали общего применения обозначаются Ст2, Ст3 ..., по мере возрастания прочности; качественные стали — двузначными цифрами, показывающими содержание углерода в сотых долях процента. По содержанию углерода стали делятся на малоуглеродистые ($C < 0,25\%$), например Сталь 20 ($\sigma_{\text{в}} = 440 \text{ МПа}$); среднеуглеродистые ($C = 0,25...0,6\%$), например Сталь 45 ($\sigma_{\text{в}} = 580 \text{ МПа}$); высокоуглеродистые ($C > 0,6\%$), например Сталь 65 ($\sigma_{\text{в}} = 750 \text{ МПа}$). Содержание углерода определяет основные механические характеристики. С увеличением количества углерода возрастает прочность, но снижается пластичность.

Для придания сталям высокой прочности или других специальных свойств (теплостойкости, износостойкости, коррозионной стойкости и др.) в них добавляют легирующие элементы, которые обозначаются буквами: В — вольфрам, Г — марганец, М — молибден, Н — никель, Р — бор, С — кремний, Т — титан, Х — хром, Ф — ванадий, Ю — алюминий. Содержание элемента в процентах указывается цифрой после буквы; если цифра не проставлена, то содержание легирующего элемента составляет менее 1%.

Качество стали зависит от содержания вредных примесей, и для их снижения применяют специальные виды плавок (электрошлаковый и электронно-лучевой переплавы, плазменно-дуговую плавку и др.) и в результате получают высококачественные стали, в конце обозначения которых ставится буква А. Уг-

леродистые качественные и легированные стали подвергают термической обработке, которая состоит из трех стадий: нагрева до требуемой температуры, выдержки при этой температуре и охлаждения с заданной скоростью. К основным видам термической обработки сталей относятся отжиг, нормализация, закалка и отпуск.

Детали, испытывающие максимальные напряжения на поверхности (изгиб, кручение, контактные напряжения), для повышения сопротивления усталости подвергают поверхностному упрочнению. Существуют следующие методы поверхностного упрочнения: механический, термический, химико-термический, лазерная закалка, ионная имплантация.

Механический метод. При механическом упрочнении в результате пластического деформирования тонкого поверхностного слоя создаются остаточные напряжения сжатия, которые вычитаются из растягивающих напряжений от внешних нагрузок, сопротивление усталости возрастает в 1,4—2,0 раза. Для тел вращения поверхностный наклеп создается обкаткой на токарных станках, в деталях произвольной формы — обдувкой дробью на дробометных машинах.

Термический метод. В основном применяется закалка ТВЧ, при которой токами высокой частоты разогревается и упрочняется тонкий поверхностный слой, а сердцевина детали остается вязкой. Толщина упрочняемого слоя составляет 0,5—1,0 мм, поверхностная твердость — HRC 50—55, сопротивление усталости повышается в среднем в 1,5 раза.

Химико-термические методы. К ним относятся цементация и азотирование. **Цементация** — самый распространенный метод, применяемый для таких деталей, как зубчатые колеса, кулачки, валы, специальные роликовые подшипники, от которых требуется высокая поверхностная твердость, износостойкость, усталостная прочность и контактная выносливость. Цементированию подвергаются углеродистые и легированные стали с содержанием углерода до 0,25%. В результате насыщения стали углеродом получают цементированный слой толщиной 0,8—2,5 мм и поверхностной твердостью HRC 56—62. После цементации сталь подвергают закалке и низкому отпуску, при этом сердцевина имеет достаточную прочность и высокую вязкость.

Азотирование (насыщение поверхности азотом) повышает коррозионную стойкость в атмосферных условиях и их поверхностную твердость. Перед азотированием сталь подвергают закалке и высокому отпуску, после азотирования изделие шлифу-

ют. Толщина азотируемого слоя 0,3—0,5 мм. Азотированная сталь обладает высокой износостойкостью и усталостной прочностью.

Лазерная закалка. Ее применяют для упрочнения поверхностных слоев. Она заключается в том, что под действием излучения расплавляется очень тонкий слой и быстро затвердевает, получая новые свойства. Преимущества лазерной обработки по сравнению с традиционными методами состоит в возможности обработки ограниченных участков деталей на заданную глубину, в том числе труднодоступных мест деталей сложной конфигурации.

Ионная имплантация. Метод заключается в бомбардировке поверхности детали ионами различных химических элементов (углерода, азота, бора, титана), которая приводит к изменению структуры и химического состава поверхностного слоя, а также обеспечивает повышение микротвердости и выносливости в несколько раз. Применяют ее для повышения стойкости режущего инструмента.

ЛЕГИРОВАННЫЕ СТАЛИ. Их применяют для изготовления деталей высоконагруженных ответственных механизмов, к которым предъявляются требования повышенной прочности или специальных свойств: теплостойкости, коррозионной стойкости, износостойкости и др.

Хромистые стали (20Х, 40Х, 15ХА, 38ХА). Они имеют повышенные характеристики прочности и износостойкости при относительно невысокой стоимости. При содержании хрома свыше 13% (2Х13, 4Х13) стали являются коррозионностойкими.

Хромоникелевые стали (12ХН3А, 12Х2Н4А). Эти стали сочетают в себе повышенную прочность и износостойкость с высокой вязкостью, которая является характеристикой сопротивления ударным воздействиям. Добавки молибдена или вольфрама (18Х2Н4ВА, 40ХНМА, 25ХНВА) повышают механические характеристики. Они применяются для ответственных деталей, например валов редукторов, зубчатых колес, болтов, шпилек. Однако они имеют повышенную стоимость из-за содержания в них более дорогих легирующих элементов (Ni, Mo, W).

Хромокремнемарганцевые стали (20ХГСА, 30ХГСА, 35ХГСА). Такие стали не содержат дорогих легирующих добавок и обладают повышенной прочностью при относительно высокой технологичности. Они используются в сварных конструкциях и при обработке деталей резаньем.

Хромоалюминиевые стали (38Х2ЮА) и с добавлением молибдена (38Х2МЮА). Их используют для азотируемых деталей. Борированные стали (20ХГР, 27ХГР, 20ХГНР) с содержа-

нием бора 0,001—0,003% применяют в деталях, работающих при трении скольжения. В узлах трения образуется самосмазывающаяся пленка, что повышает износостойкость в 10—20 раз.

В табл. 5.1 приведены марки, механические характеристики и область применения некоторых марок углеродистых и легированных сталей.

Таблица 5.1

Марка стали	Термообработка	σ_B , МПа	σ_{T_1} , МПа	σ_{-1} , МПа	НВ, (HRC)	Примеры применения
45, 45А	Нормализация	590	315	255	180	Стаканы подшипников качения, штифты, болты, винты, шпильки, гайки, валы, полумуфты и др.
	Термоулучшение	690	490	325	220	
	Закалка, средний отпуск	880	635	390	270	
	Закалка ТВЧ	880	635	390	(52)	
65	Закалка, средний отпуск	980	635	490	290	Пружины, рессоры, диски и др.
65Г		1470	1270	580	440	То же и пружинные шайбы, стопорные кольца
10, 10А	Нормализация	335	205	157	130	Отгибные шайбы, шплинты, регулировочные прокладки, заклепки, гнутые детали
15, 15А		370	225	175	137	
20, 20А	Нормализация	410	245	195	145	Гнутые, сварные и штампованные детали, крепежные детали
45Л	Нормализация	540	295	235	153	Станины, корпуса, муфты, водила, рычаги и др.
38ХА	Закалка, высокий отпуск	930	785	420	300	Зубчатые колеса, червяки, звездочки, валы и оси, водила

Марка стали	Термообработка	σ_B , МПа	σ_T , МПа	σ_{-1} , МПа	НВ, (HRC)	Примеры применения
15ХА	Закалка, низкий отпуск	685	490	315	220	Ходовые винты, кулачки, пальцы, вилки, болты, винты, гайки и др.
	Цементация, закалка, низкий отпуск	685	490	390	(56)	
30ХГСА	Нормализованная	685	490	360	230	Клепаные и тонкостенные узлы из листов труб, качалки, рычаги, оси, валы, стаканы подшипников, зубчатые колеса и др.
	Термоулучшение	910	765	440	290	
	Поверхностная закалка, ТВЧ, высокий отпуск	1080	830	470	320	
	Закалка, низкий отпуск	1660	1560	570	(50)	
20ХНЗА	Закалка, высокий отпуск	930	735	410	280	Высокоответственные и высоконапряженные детали, испытывающие вибрационные и динамические нагрузки, обладающие повышенной термостойкостью и прокаливаемостью
	Цементация, поверхностная закалка, низкий отпуск	930	735	520	(56)	

Марка стали	Термообработка	σ_a , МПа	σ_T , МПа	σ_{-1} , МПа	НВ, (HRC)	Примеры применения
12ХНЗА	Термоулучшение	880	685	350	260	
	Закалка, низкий отпуск	930	735	370	280	
	Цементация, закалка, низкий отпуск	930	735	490	(56)	
18Х2Н4МА	Закалка, высокий отпуск	1030	785	510	290	
	Закалка, низкий отпуск	1130	835	550	320	
	Цементация, закалка, низкий отпуск	1175	980	610	560	
	Азотация после закалки и высокого отпуска	1030	785	570	(58)	
38Х2Ю	Закалка, отпуск	900	750	430	210	Азотируемые и силовые детали, работающие на износ и выносливость
	Азотирование				(50)	
38Х2МЮА	Закалка, отпуск	1000	850	500	260	
	Азотирование				(50)	

5.1.2. Чугуны

Чугун — сплав железа с углеродом, в котором углерода более 2%. Плотность $\rho = 6...7,8 \text{ т/м}^3$. Самый дешевый металлический конструкционный материал, имеющий хорошие литейные и антифрикционные свойства. Чугуны делятся на серый, ковкий и высокопрочный.

В сером чугуна (СЧ15, СЧ20, СЧ45) углерод находится в форме графита. Благодаря низкой стоимости его широко применяют для изготовления корпусных деталей сложной формы, получаемых литьем, при отсутствии жестких требований к габаритам и массе. В станкостроении масса чугунных деталей составляет 60...80%. Недостатком серых чугунов является малая прочность и ударная вязкость, повышенная хрупкость (остаточное удлинение при разрыве $< 0,3\%$). Цифра в обозначении серого чугуна показывает значение предела прочности, например предел прочности СЧ20 составляет 200 МПа.

Ковкий чугун получают путем отжига отливок из белого чугуна, в котором весь углерод находится в связанном состоянии (высокоуглеродистая фаза находится в виде цементита). Он характеризуется более высокими значениями предела прочности, модуля упругости и пластичности. Название «ковкий» условное, заготовки, так же как и из серого чугуна, получают только литьем. Применяют его для литых деталей, допускающих случайную ударную нагрузку.

Обозначается буквами КЧ и значениями σ_b и δ . Например, КЧ50-5, означает ковкий чугун с пределом прочности 500 МПа и относительным остаточным удлинением при разрыве 5%.

Высокопрочные чугуны получают добавлением легирующих элементов (Cr, Mg и др.) и могут подвергаться поверхностной закалке с нагревом ТВЧ и упрочнением наклепом, чугуны с присадкой Al поддаются азотированию. Из высокопрочных чугунов изготавливают ответственные тяжело нагруженные детали, например коленчатые валы, которые по прочности не уступают кованным и штампованным валам из углеродистых и низколегированных сталей, а по износостойкости превосходят их.

5.1.3. Легкие сплавы

К этой группе материалов относятся сплавы на основе алюминия Al (плотность $\rho = 2,6...3,0 \text{ т/м}^3$) и Mg ($\rho = 1,8 \text{ т/м}^3$).

В авиационной и космической технике их широко применяют для изготовления корпусных деталей; в общем машиностроении — для изготовления быстроходных деталей (поршней, ползунов), совершающих качательное или возвратно-поступательное движение, чтобы уменьшить возникающие при этом динамические нагрузки, а также для крышек и кожухов, с целью облегчения обслуживания.

По технологии изготовления алюминиевые сплавы делятся на литейные и деформируемые.

ЛИТЕЙНЫЕ СПЛАВЫ. По назначению литейные сплавы условно можно разделить на три группы:

1) сплавы, отличающиеся высокой герметичностью (АЛ2, АЛ4, АЛ9, АЛ34 и др.);

2) высокопрочные жаропрочные сплавы (АЛ3, АЛ5, АЛ19, АЛ33 и др.);

3) коррозионно-стойкие сплавы (АЛ8, АЛ22, АЛ24 и др.).

В основном применяются сплавы первой группы на основе $Al + Si$, называемые **силуминами**. Они содержат кремния 10—13%, отличаются высокими литейными свойствами, удовлетворительной коррозионной стойкостью, могут длительно работать при температурах 150—200 °С.

Поверхности деталей защищают анодированием или лакокрасочными покрытиями. Сплав АЛ2 применяют для изготовления герметичных деталей; АЛ4, АЛ5 — для средних и крупных деталей ответственного назначения; АЛ34 — для сложных по конфигурации корпусных деталей, работающих под большим давлением газа или жидкости.

Жаропрочные сплавы (на основе $Al + Si + Cu + Mg$) выдерживают температуры до 250—300 °С. Сплав АЛ5 используют для головок цилиндров двигателей внутреннего сгорания с воздушным охлаждением и других деталей, работающих при температуре не выше 250 °С; АЛ19 — для ответственных деталей, работающих в условиях повышенных статических и ударных нагрузок при низких температурах и повышенных (до 300 °С).

Сплавы на основе $Al + Mg$ имеют низкую плотность, высокую коррозионную стойкость в атмосферных условиях, морской воде и щелочных растворах. Эти сплавы хорошо обрабатываются резаньем. Недостатком сплавов АЛ8, АЛ27 является низкая жаропрочность — рабочие температуры не свыше 80 °С.

ДЕФОРМИРУЕМЫЕ АЛЮМИНИЕВЫЕ СПЛАВЫ. Эти сплавы поставляются в виде фасонного профиля, листового проката, проволоки и труб. Основное применение имеют сплавы на основе $Al + Cu + Mg$, называемые **дуралюминами** (Д1, Д16, Д18, В65, ВД17). Они упрочняются термической обработкой, имеют высокие характеристики прочности и пластичности. Сплав Д1 применяют для лопастей воздушных винтов, узлов креплений строительных конструкций; Д16 — для силовых элементов конструкций самолетов (шпангоуты, нервюры, лонжероны, тяги управления); В65, Д18 — для заклепок; ВД17 — для лопаток компрессоров газотурбинных двигателей, работающих при температуре до 250 °С. Дуралюмины хорошо свариваются точечной сваркой, удовлетворительно обрабатываются резаньем.

Жаропрочные сплавы типа АК4—1 (на основе Al + Cu + Mg + Fe + Ni) хорошо деформируются в горячем состоянии, обрабатываются резанием, удовлетворительно соединяются контактной сваркой. Их применяют для изготовления деталей реактивных двигателей (крыльчатки центробежных насосов, диски и лопатки компрессоров), работающих при температурах до 350 °С.

Высокопрочные сплавы В95, В96Ц1 (на основе Al + Zn + Mg + Cu) имеют высокие значения предела прочности и применяются для конструкций, работающих в основном в условиях напряжений сжатия (силовые детали обшивки самолета, стрингеры, лонжероны, шпангоуты и т. п.). Механические характеристики некоторых марок алюминиевых сплавов приведены в табл. 5.2.

Таблица 5.2

Марка сплава	σ_b , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	Твердость, НВ
Литейные сплавы				
АЛ2	170	80	6	50
АЛ4	260	200	4	70
АЛ9	200	110	4	50
АЛ3	330	280	3	90
АЛ5	250	180	1	75
АЛ8	320	170	11	70
АЛ19	320	220	12	90
Деформируемые сплавы				
Д1	410	250	10	—
Д16	450	320	19	—
Д18	160	60	25	—
АМг3	230	120	25	—
АМг5П	270	150	23	—
АМц	150	120	22	—
АК8	450	400	8	—
АД33	230	120	19	—
В95	500	400	5	—
АК4	320	—	8	—

5.1.4. Медные сплавы

Сплавы на основе меди делятся на бронзы и латуни.

Бронзы. Бронзы — это медные сплавы, в которых легирующими элементами являются различные металлы, кроме цинка. К ним относятся литейные бронзы и бронзы, обрабатываемые давлением, — алюминиевые, бериллиевые, кремнистые и др. Они обладают высокими антифрикционными и антикоррозионными свойствами, хорошими технологическими свойствами, хорошо обрабатываются резаньем. Благодаря этим свойствам бронзы широко применяются в узлах трения скольжения: подшипниках, направляющих, червячных и винтовых колесах, гайках ходовых винтов, являясь основным, но дорогостоящим (примерно в 10 раз дороже стали) антифрикционным материалом. В обозначения марки бронзы входят буквы Бр и основных компонентов (А — алюминий, Б — бериллий, Ж — железо, К — кремний, Мц — марганец, Н — никель, О — олово, Ц — цинк, Ф — фосфор), а также цифры, указывающие процентное содержание этих элементов.

Оловянные бронзы (БрОФ6.5—0.15 и др.) с содержанием олова 3—10% используют в подшипниках при высоких скоростях скольжения, однако применение их ограничено ввиду высокой стоимости олова; безоловянные литейные (БрА9Мц2Л, БрА9Ж4Л, БрА10Ж4Н4Л и др.) — для изготовления фасонных отливок. Бронзы безоловянные деформируемые выпускаются 13 марок. Они имеют более высокие характеристики прочности и твердости. Алюминиевые бронзы (БрА7) с содержанием алюминия 6—8% предназначены для изготовления упругих элементов — пружин, мембран, сильфонов; алюминиевые с добавлением железа (БрАЖ9—4), марганца (БрАМц10—2) и никеля (БрАЖН10—4—4) применяют как антифрикционный материал при высоких давлениях для шестерен, червячных колес, гаек, направляющих втулок, седел клапанов и т. п.

Латуни. Латуни представляют собой сплав меди с цинком (двойные латуни) с добавлением алюминия, железа, марганца, свинца, никеля (сложные латуни). Поставляются литейные латуни в виде чушек, деформируемые — в виде прутков, лент, проволоки, труб. Их применяют для изготовления арматуры, втулок, пружин в приборостроении, в электромашиностроении, химической аппаратуре, холодильном оборудовании.

Двойные латуни обозначаются буквой Л и цифрой, указывающей содержание меди. В обозначении сложных латуней добавляются буквы, определяющие другие компоненты и цифры,

выражающие их среднее процентное содержание. Некоторые марки бронз и латуней, их механические свойства приведены в табл. 5.3.

Таблица 5.3

Марка сплава	σ_b , МПа	σ_r , МПа	δ , %
Бронзы			
БрОФ6.5-0.15	420	300	—
БрОЦ4-3	440	310	—
БрАЖ9-4	440	340	—
БрАМц9-2	500	—	15
БрАЖН10-4-4	650	—	5
БрА9Мц2Л	392	—	20
БрА9ЖЗЛ	490	—	12
Латуни			
ЛАЖ60-1-1Л	420	—	18
ЛА59-1Л	200	—	6
Л63	300	—	30
ЛЖС58-1-1	300	—	20
ЛМц58—2	400	-	20

5.1.5. Баббиты

Баббиты — это сплавы на основе олова и свинца с добавлением кальция, сурьмы, меди, кадмия, никеля и т. д. Их применяют в качестве антифрикционного материала для вкладышей подшипников скольжения. Они имеют низкий коэффициент трения при граничной смазке (0,004—0,006), высокую теплопроводность, хорошо прирабатываются, способны работать при попадании в зазор подшипника небольшого количества абразивных частиц. Недостатком баббитов является высокая стоимость (в 20 раз и более превышает стоимость качественных сталей) и низкое сопротивление усталости, особенно при температуре выше 100 °С.

Обозначаются баббиты буквой Б и цифрой, указывающей содержание олова в процентах или буквой, показывающей допол-

нительные компоненты. Делятся баббиты на оловянные с содержанием олова более 70% и с добавками сурьмы и меди (Б89, Б83); свинцово-оловянные с содержанием свинца 65—75%, олова 10—15% и добавками сурьмы (Б16, БН, БТ); свинцовые с содержанием свинца более 80% (БС6, БКА).

5.1.6. Титановые сплавы

Титан — серебристый металл, обладающий высокой прочностью и небольшой плотностью ($\rho = 4,5 \text{ т/м}^3$). По распространению в земной коре он занимает четвертое место после алюминия, железа и магния. Титановые сплавы коррозионноустойчивые, немагнитные, удовлетворительно обрабатываются резанием, прокатываются и штампуются при обычных температурах, хорошо свариваются, обладают высокой прочностью в условиях глубокого холода, сохраняя при этом достаточную пластичность. По абсолютной прочности они уступают легированным сталям, но по удельной прочности существенно превосходят их. Они применяются вместо сталей, где необходимо уменьшить массу конструкций. Титановые сплавы широко используют:

- ▶ в авиационной и космической технике для изготовления деталей, работающих при повышенных температурах до 450—500 °С;
- ▶ в криогенной технике в качестве материала атомных реакторов;
- ▶ в химической промышленности для изготовления емкостей с агрессивными средами;
- ▶ в судостроении.

К недостаткам титановых сплавов относятся низкие теплопроводность и модуль упругости ($1,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$), высокая стоимость производства.

Основным легирующим элементом титановых сплавов является алюминий (до 7%), который повышает прочность, модуль упругости, жаропрочность и жаростойкость, уменьшает плотность; другими легирующими добавками являются молибден, марганец, цирконий, ванадий, хром, железо и др.

По технологии производства сплавы подразделяются на деформируемые и литейные. Некоторые деформируемые сплавы допускают упрочнение термической обработкой. Выпускают полуфабрикаты титановых сплавов в виде прутков, труб, профилей, проволоки, поковок, литья. В табл. 5.4 приведены некоторые марки и характеристики титановых сплавов.

Таблица 5.4

Марка сплава	σ_b , МПа	σ_t , МПа	δ , %
Деформируемые сплавы			
BT5	700—950	600—850	—
BT6	1100—1150	1000—1050	—
BT9	1140—1300	1000—1150	—
BT16	1250—1450	1100—1200	—
Литейные сплавы			
BT1	400—600	—	15—23
BT5Л	700—900	—	6—12
BT3—1Л	1000—1100	—	4—6
BTЛ1	900—1000	—	5—10
BT21Л	1000—1100	—	4—7

5.1.7. Никелевые сплавы

Никелевые сплавы широко применяются в авиационной технике для изготовления дисков, лопаток и камер сгорания газовых турбин, работающих при температурах 700—1100 °С. В качестве легирующих элементов в большинстве никелевых сплавов используют хром (10—20%), титан (8%), алюминий, молибден, вольфрам, тантал и др. Наиболее распространенными литейными сплавами для рабочих и сопловых лопаток турбин являются сплавы ЖС6К, ЖС6У, ЖС6Ф, ВЖЛ12У, которые отличаются высокой жаропрочностью, увеличенным сопротивлением ползучести. Жаропрочность литейных сплавов на 50—100 °С выше, чем деформированных. Из деформируемых жаростойких никелевых сплавов широко применяются ХН78Т, ХН75МБТЮ, ХН60ВТ в виде листовых материалов для изготовления жаровых труб и камер сгорания.

5.1.8. Сплавы тугоплавких металлов

К тугоплавким относят металлы с температурой плавления выше 1800 °С — ниобий, хром, молибден, вольфрам, тантал. Эти металлы имеют высокую прочность и жаропрочность, коррозионную стойкость, низкий коэффициент линейного расширения.

Общим недостатком тугоплавких металлов является низкая жаростойкость, что требует нанесения специальных защитных покрытий, невысокая технологичность; плохая обработка резанием. Их применяют в авиационной, ракетной, космической, атомной технике для изготовления деталей, работающих при температурах 1000—1400 °С. Тугоплавкие металлы относятся к редким, поэтому используются как конструкционный материал только в тех случаях, когда невозможно применение других материалов.

5.1.9. Композиционные материалы

К композиционным материалам (КМ) относятся армированные различными наполнителями сплавы металлов и полимеры. По форме наполнителя различают КМ, армированные частицами 1, волокнами 2 и слоями 3 (рис. 5.1). Материалы, упрочненные частицами, размером 10 мкм, с объемной долей упрочняющей фазы до десятков процентов получают методом порошковой металлургии. Примером отечественных дисперсно-упрочненных КМ являются материалы ВДУ-1, ВДУ-2, в которых матрицей является сплав никеля, а дисперсными упрочнителями — частицы оксидов тория и гафния (с содержанием до 5%), которые применяют при температурах 1100—1200 °С.

Для элементов конструкций летательных аппаратов используются КМ на основе алюминия, упрочненного частицами Al_2O_3 (типа САП). Эти материалы соединяются клепкой и сваркой.

В КМ, армированных волокнами, используют проволоку из стали, вольфрама, молибдена, титана и других металлов, а также стекловолокно, волокна углерода, бора, оксида алюминия. Металлические КМ получают прокаткой или волочением. Наиболее распространены КМ на основе алюминиевых сплавов, армированных стальной проволокой (КАС, $\sigma_b \leq 1000$ МПа). Прочность таких КМ повышается в 3—4 раза. В интервале температур 20—500 °С превосходит по характеристикам прочности и жесткости алюминиевые сплавы.

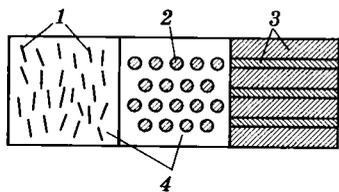


Рис. 5.1

Сплавы на основе магния армируют волокнами бора до 30% ($\sigma_b = 970$ МПа) и нитевидными кристаллами карбида кремния до 10% ($\sigma_b = 400$ МПа). Армирование сплавов магния сопряжено с технологическими трудностями из-за плохой свариваемости и деформируемости.

Слоистые КМ состоят из слоев или пластин различных материалов, соединенных прочной связью. Такие материалы обладают износостойкостью и коррозионной стойкостью, высоким сопротивлением удару, хорошими тепловыми и электрическими характеристиками. Их используют, например, в атомной энергетике для изготовления сосудов высокого давления, термостатов, а также в других отраслях машиностроения.

Композиционные материалы на неметаллической основе состоят из армирующей части (наполнителя) и связующего, в качестве которого используются термореактивные смолы — эпоксидные, кремнийорганические, формальдегидные, полиамидные и некоторые термореактивные. Эти материалы по удельной прочности и жесткости в несколько раз превосходят традиционные материалы. Например, долговечность лопастей вертолета из КМ на полимерной основе в несколько раз выше, чем из металлических материалов. В качестве наполнителя используются тонкие волокна стекла (стеклопластик), бора (боропластик), углерода (углепластик) и волокна органических материалов).

5.1.10. Неметаллические материалы

К неметаллическим конструкционным материалам относятся пластмассы, резина, композиционные материалы на неметаллической основе.

Пластмассы. Их получают на основе синтетических или природных высокомолекулярных органических соединений. Для повышения свойств пластмасс в их состав вводят соответствующие легирующие добавки, которые противодействуют старению, повышают пластичность и сопротивление усталости, снижают горючесть, придают желаемый цвет и т. д. Пластмассы обладают исключительными технологическими свойствами: неограниченностью ресурсов сырья, высокопроизводительными методами изготовления деталей в серийном производстве. Трудоемкость изготовления деталей из пластмасс без снятия стружки в 5—10 раз меньше, чем механических изделий. Для большинства пластмасс характерны: низкая плотность ($\rho = 1,1—2,3 \text{ т/м}^3$), высокая удельная прочность и жесткость, химическая и радиационная стойкость, тепло- и электроизоляционная способность, для отдельных видов пластмасс высокие антифрикционные и хорошие оптические свойства, шумопоглощающие и вибропоглощающие свойства.

Пластмассы подразделяются на термопласты и реактопласты. Термопласты способны многократно размягчаться. К ним относятся полиэтилен, винипласт, полиметилметакрилат (оргстекло), полиамид, ряд марок фторопласта. Реактопласты при

повышении температуры необратимо отверждаются и не могут быть использованы повторно.

Недостатки: низкая теплостойкость, старение, холодная ползучесть под действием нагрузки, зависимость механических характеристик от температуры, длительности нагружения и скорости деформирования. Под старением понимают процесс необратимого изменения строения и состава, приводящего к изменению свойств.

Резина. Ее изготавливают на основе синтетического или натурального каучука и обладает ценными свойствами. Ей свойственны высокая упругость и способность поглощать энергию колебаний. Она хорошо сопротивляется истиранию и многократному растяжению и сжатию, является диэлектриком, стойка против воздействия масел, жидкого топлива. Для повышения прочности резину армируют текстильными волокнами и стальными элементами (стальной лентой, проволокой). Из нее изготавливают шины, амортизаторы, упругие элементы муфт, ремни, уплотнения, электроизоляционные детали, шланги, трубки и др. Некоторые марки резины используются в изделиях пищевой промышленности (резина «пищевая»).

Резина в твердом состоянии с большим содержанием серы (до 50%) называется **эбонитом**. Благодаря высоким диэлектрическим свойствам этот материал широко используется в электротехнической промышленности.

Губчатая резина с открытыми сообщающимися порами применяется в качестве защитных амортизирующих подушек, в защитных шлемах, для изготовления сидений в самолетах, автомобилях и т. д.

5.2. КЛАССИФИКАЦИЯ И ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ДЕТАЛЯМ И УЗЛАМ МЕХАНИЗМОВ

5.2.1. Основные понятия

Деталь — изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций (болт, гайка, кронштейн, вал и т. д.).

Сборочная единица — изделие, составные части которого подлежат соединению между собой на предприятии-изготовителе сборочными операциями (свинчиванием, сваркой, клейкой и т. д.).

Механизм — совокупность сборочных единиц, деталей и их элементов, которые находятся в определенной взаимосвязи и



Рис. 5.2

обеспечивают необходимое функционирование (подвижность с одной степенью или несколькими степенями свободы).

Привод — устройство, которое состоит из двигателя, передаточного механизма и системы управления.

Аппарат — техническое устройство, в котором механизмы играют вспомогательную роль. Например, к аппаратам относятся воздушный шар, аэростат, телефонный аппарат, телевизор.

Машина (машинный агрегат) — система, осуществляющая механическое движение, необходимое для выполнения рабочего процесса. В тоже время машину определяют как совокупность узлов и механизмов или минимашин (минимашина состоит из тех же составных частей, что и машина, и является ее составной частью). Основными частями машины (рис. 5.2) являются двигатель, передаточный и исполнительный механизмы, а также система управления (СУ). Она может быть с программным управлением (формирует входные сигналы, которые задают программное движение) и обратной связью (управляющие сигналы формируются с учетом ошибок на выходе механической системы). В качестве двигателя в механических системах используются электродвигатели, а в гидравлических и пневматических системах — турбины. Рабочей средой механизмов, через которую передается движение, могут быть твердые тела, жидкость и газ. Соответственно передачи называются механическими, гидравлическими и пневматическими.

В зависимости от выполняемых функций машины делятся на транспортные (самолет, вертолет, автомобиль), энергетические (электродвигатель, двигатель внутреннего сгорания, турбина), технологические (станок, пресс) и другие.

5.2.2. Классификация деталей механизмов

Сборочные единицы и детали можно разделить на элементы общего назначения (болты, гайки, зубчатые колеса, валы и др.) и элементы специального назначения, которые используются в специальных типах машин (шнек, поршень, цилиндр и др.). Рассмотрим классификацию элементов общего назначения.

Первая группа элементов — **соединения** — является наиболее общей. Соединения (соединительные детали) предназначены для фиксации взаимного положения деталей и объединения их в сборочные единицы и узлы. К ним относятся сварные, заклепочные, резьбовые, соединения вал-ступица и др.

Вторая группа элементов — **передачи** — осуществляет передачу энергии от двигателя к исполнительному органу. К этой группе относятся:

- ▶ элементы, передающие вращательное движение, которые, в свою очередь, делятся на *передачи зацеплением* — цилиндрические, конические, планетарные, волновые, червячные и цепные; *передачи трением* — ременные, фрикционные, а также валы и соединяющие их муфты. Их основные детали: зубчатые и червячные колеса, червяки, шкивы, звездочки, ремни, цепи;
- ▶ элементы, преобразующие движение, — передачи рычажные, кулачковые, винт-гайка. Их детали — рычаги, тяги, кулачки, копиры, ходовые винты.

Третья группа элементов — **несущие и базирующие** элементы:

- ▶ валы и оси, которые поддерживают вращающиеся детали (кроме того, валы передают вращающий момент);
- ▶ подшипники — опоры вращающихся валов и осей, базирующиеся в корпусных деталях;
- ▶ направляющие, поддерживающие поступательно движущиеся детали;
- ▶ корпусные и несущие детали — основные части редуктора, воспринимающие нагрузки (на них монтируются и базируются остальные детали и узлы).

Особые группы составляют:

- ▶ устройства для защиты элементов от загрязнений (уплотнения, кожухи, крышки) и смазывания (форсунки, штуцеры, жиклёры, трубопроводы);
- ▶ упругие элементы (пружины, рессоры, амортизаторы);

В отдельную группу входят элементы специального назначения, например для транспортных машин характерны: винты, шнеки, колеса, гусеницы и др.

На рис. 5.3 приведена кинематическая схема двухступенчатого соосного цилиндрического зубчатого редуктора. **Редукторы** — механизмы, используемые для понижения угловых скоростей и увеличения крутящих моментов, выполненные в виде

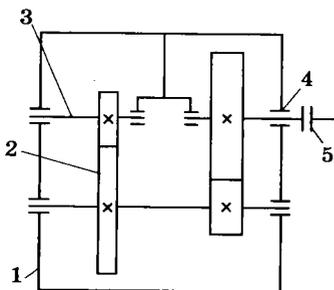


Рис. 5.3

отдельного агрегата. В соответствии с классификацией редуктор имеет следующие элементы: корпус 1, зубчатое колесо 2, вал 3, подшипник 4 и муфту 5.

Возможна классификация элементов технических объектов по производственно-технологическим признакам:

- ▶ металлические детали, изготавливаемые механической обработкой, литьем, сваркой, штамповкой, ковкой и др.;
- ▶ неметаллические детали, получаемые прессованием, формованием, склейкой.

Способ изготовления определяет внешний вид детали и ее прочностные характеристики.

В особую группу входят элементы системы управления (СУ): электрические и электронные устройства.

По характеру нагружения детали можно разделить на воспринимающие статическую или динамическую нагрузки или ударное воздействие.

5.2.3. Требования к деталям машин

УСЛОВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ. Требования к объектам определяются условиями их эксплуатации и обслуживания. В первую очередь следует выделить две основные группы воздействия на технические объекты: механические и климатические. Кроме них возможны химические, биологические, радиационные, магнитные, электрические, электромагнитные и другие воздействия. Обеспечение стойкости к таким воздействиям необходимо для нормального функционирования механизмов, узлов и деталей [10].

МЕХАНИЧЕСКИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ. Они связаны с эксплуатацией и транспортировкой, включают в себя нагрузки, вибрации, удары. Инерционные нагрузки при движении могут достигать больших величин, например у летательных аппаратов (ЛА) до нескольких десятков g и должны учитываться в расчетах на прочность. Стойкость к вибрации определяется вибропрочностью и виброустойчивостью. **Вибропрочность** характеризуется способностью конструкции противостоять разрушающему действию вибрации в заданных диапазонах частот и оставаться работоспособной после длительного действия вибрации. **Виброустойчивость** характеризуется сохранением работоспособности конструкции в условиях вибрационных нагрузок. Так, при транспортировке и работе механизмов его элементы испытывают вибрацию, которая опасна тем, что при ее воздействии происходит отвинчивание резьбовых деталей агрегатов и механических узлов. Устраняется это явление с помощью обязательного

стопорения, применяемого на автомобилях, судах и других изделиях.

КЛИМАТИЧЕСКИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ. Эти воздействия характеризуются следующими компонентами: температурой, давлением, влажностью, грязью и пылью.

Требование **стойкости к изменению температур** определяется необходимостью сохранения механических характеристик материала и вязкости жидкостей. В процессе эксплуатации на машины и их элементы могут действовать высокие и низкие температуры. Низкие температуры приводят к **хладоломкости**. Материал и сварные швы с понижением температуры становятся хрупкими и легко разрушаются при циклическом и ударном нагружении. Пригодность материала по этому показателю определяется **ударной вязкостью KCU** — отношением работы разрушения надрезанного образца к площади поперечного сечения в месте надреза. Диапазон температур внешней среды при эксплуатации технических объектов в России обычно не превышает $+60 \dots -60$ °С. Следует отметить, что в случае ударного или циклического нагружения некоторые металлы нельзя использовать даже при отрицательной температуре -60 °С, например стали 3, ударная вязкость которой снижается с 100 Дж/см² при $t = 20$ °С до $5-10$ Дж/см² при $t = -50$ °С. В промышленности для изготовления деталей машин обычно применяют конструкционные стали с $KCU > 5-10$ Дж/см² и крайне редко — материалы с $KCU < 2$ Дж/см². При высоких требованиях к конструкции металлические детали, подвергающиеся ударному нагружению (например, элементы передач), должны иметь в диапазоне рабочих температур ударную вязкость не ниже $10-50$ Дж/см². Диапазон эксплуатационных температур следует учитывать и при подборе смазочных и неметаллических материалов. Так, смазочный материал при низких температурах становится более вязким или загустевает. Например, ЦИАТИМ-221 загустевает при $t = -60$ °С, а ВНИИ НП-284 — при $t = -110$ °С. Загустение смазочного материала нарушает нормальную работу механизмов. Резиновые шайбы, используемые в мягких амортизаторах, при понижении температуры вначале резко увеличивают жесткость, а при $t = -60$ °С становятся хрупкими. Пластмассы при сильном охлаждении могут терять эластичность и становятся хрупкими. Для полимерных материалов опасны резкие изменения температуры, приводящие к их разрушению. Детали ряда машин в процессе эксплуатации подвергаются интенсивному нагреву. В результате понижается прочность деталей (понижается предел прочности и предел выносливости) и может появиться ползучесть. Она характеризует-

ся непрерывной пластической деформацией при длительном нагружении. **Теплостойкость** таких элементов обеспечивается путем специальных исследований и последующих мероприятий. Изменение температуры также приводит к изменению зазоров в подвижных соединениях, что связано с различными коэффициентами линейного расширения различных материалов элементов или с неравномерным нагревом.

На работу машин может влиять давление. Элементы машин, работающие в **вакууме**, должны удовлетворять требованию стойкости к пониженному давлению. Низкое давление сильно влияет в основном на неметаллические материалы, когда в вакууме происходит их сублимация. Наиболее заметно она проявляется у полимерных материалов, резин, смазочных материалов и антифрикционных покрытий, что необходимо учитывать при конструировании узлов с долговременным пребыванием в вакууме. В вакууме на трущихся поверхностях деталей отсутствуют окисные пленки и поэтому возрастает коэффициент трения. Возникает опасность схватывания трущихся поверхностей, что вызывает их повреждения — заедание и задиры у зубчатых колес и подшипников скольжения. В ряде элементов конструкций (баках, трубопроводах) может быть **высокое давление**, которое необходимо учитывать при проведении расчетов на прочность.

Влажность атмосферы вызывает коррозию металлов, разбухание и потерю прочности ряда неметаллов. Для устранения коррозии следует проводить специальные мероприятия. Существуют следующие способы **повышения коррозионной стойкости металлов**:

- ▶ применение антикоррозийных материалов (например, нержавеющей стали 12Х18Н10Т);
- ▶ применение антикоррозийных покрытий (хромирование, анодирование, оксидирование, грунтовка, окраска и др.);
- ▶ использование специальной обработки для получения менее шероховатой поверхности (шлифование, полирование), не устранивающей коррозию, а лишь замедляющей ее развитие;
- ▶ покрытие поверхностей защитными смазками, что используется для деталей, расположенных внутри корпуса, при работе механизмов, а также при консервации деталей и узлов;
- ▶ заключение деталей в герметизированные объемы, исключающие попадание влаги внутрь, и др.

Загрязнение деталей передач пылью, песком и другими твердыми частицами приводят к существенному увеличению износа трущихся частей. Для устранения абразивного износа передачи помещаются внутри корпуса, что исключает попадание твердых

частиц внутрь. Износостойкость существенно влияет на долговечность работы механизмов. Износ является главной причиной выхода из строя машин (до 90%). Ежегодные расходы на обслуживание и восстановительные ремонты некоторых действующих машин превышают стоимость годового выпуска новых машин. Износ передач обычно приводит к потере точности и увеличению динамических нагрузок, а иногда и к поломкам, особенно при длительной эксплуатации, если не производится техническое обслуживание и ремонт.

ДРУГИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ. Стойкостью к *химическому* воздействию должны иметь детали, работающие в агрессивных средах. Трубопроводы должны изготавливаться в этом случае из материалов, не взаимодействующих с наполняющими их жидкостями. Например, азотная кислота разъедает трубы из обычной стали и не разрушает нержавеющей сталь 12Х18Н10Т. Стойкость к *биологическому* воздействию определяется тем, что некоторые насекомые и грызуны поедают элементы изделий из органических и изоляционных материалов. Возможно также появление плесени, которая вызывает коррозию металлов и разложение неметаллов.

ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ Одним из важнейших показателей, определяющих спрос на проектируемый объект, является его качество. Обеспечение необходимого качества возможно при удовлетворении эксплуатационных, производственно-технологических, экономических и эргономических требований, предъявляемых к деталям, узлам и механизмам.

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ТРЕБОВАНИЯ. К ним относятся требования работоспособности, технического обслуживания и ремонта. **Работоспособность** — способность изделия выполнять заданные функции с параметрами, установленными в техническом задании (ТЗ), **Техническое обслуживание** — этап эксплуатации, направленный на поддержание надежности и готовности технических объектов и их элементов. В этот этап входят работы по профилактике, контролю, регулированию, смазке и др. **Ремонт** — это совокупность технических мероприятий, осуществляемых с целью восстановления работоспособности устройств.

Рассмотрим подробнее эксплуатационные требования, которые включают показатели назначения (функциональные показатели), надежность, массу, габаритные размеры, КПД, точность и др.

Показатели назначения. Эти показатели входят в техническое задание (ТЗ), в котором указывается назначение

объекта, его состав, структура, особенности и ряд технико-экономических показателей:

- ▶ **технические характеристики** — вид и скорость движения, производительность, надежность, масса, габаритные размеры, КПД, точность;
- ▶ **энергетические характеристики** — источники питания, мощность, КПД;
- ▶ **устойчивость к внешним воздействиям, влияющим на работу объекта;**
- ▶ **стоимость и другие показатели, зависящие от назначения объекта проектирования.**

Отметим одно из противоречий, возникающих в группе эксплуатационных требований: для обеспечения требований технического обслуживания и ремонта необходимо предусмотреть в конструкции подходы к ряду агрегатов и узлов, что можно реализовать путем введения люков, откидных крышек и т. д. Это приводит к увеличению массы конструкции, что нежелательно для технических характеристик.

Надежность. Это важнейшая характеристика механизма (объекта). Надежность — свойство изделий выполнять в течение заданного времени или заданной наработки свои функции, сохраняя в заданных пределах эксплуатационные показатели. Надежность характеризуется безотказностью, долговечностью, ремонтпригодностью и сохраняемостью.

Безотказность — *свойство изделия, позволяющее ему сохранять работоспособность в течение некоторой наработки без вынужденных перерывов.*

Долговечность — *свойство изделия, позволяющее ему сохранять работоспособность до предельного состояния с необходимыми перерывами для технического обслуживания и ремонтов.*

Ремонтпригодность — *приспособленность изделия к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей путем проведения технического обслуживания и ремонтов.*

Сохраняемость — *это свойство изделия, характеризующее его способность сохранять обусловленные эксплуатационные показатели в течение срока хранения, установленного в технической документации, и после срока хранения и транспортирования.* Свойство безотказности существенно для изделий, отказ которых вызывает катастрофические последствия; например, отказ устройств летательного аппарата может привести к его гибели. У объектов, эксплуатирующихся на земле, после отказа возможно восстановление работоспособности.

В наиболее ответственных системах для повышения надежности используется **резервирование, под которым понимают ме-**

тод повышения надежности путем введения резервных и дублирующих частей, являющихся избыточными по отношению к минимальной, функциональной структуре изделия, необходимой и достаточной для выполнения заданных функций. Например, при низкой надежности электродвигателя для повышения надежности электропривода в конструкцию вводят второй (резервный) двигатель. Для повышения надежности возможно также использование предохранительных устройств, например предохранительных муфт, которые ограничивают вращающий момент, передающийся на последующие звенья передачи.

М а с с о г а б а р и т н ы е п о к а з а т е л и . Они важны при создании технических объектов. Конструктор должен обеспечить совершенство создаваемого объекта по массе. Обеспечению минимальных массы и габаритных размеров механизма способствует правильный выбор материала, рациональной силовой схемы, формы и размеров деталей, применение композитов и т. д. При выборе материала целесообразно использовать металлы с высокой удельной прочностью, неметаллы и композиты. При выборе формы детали балочного типа следует выбирать рациональное сечение и обеспечивать равнопрочность. Вопрос материалоемкости актуален при разработке любой конструкции, так как стоимость материала изделия доходит до 80% в машиностроении, а в автомобильной промышленности до 70%.

К о э ф ф и ц и е н т п о л е з н о г о д е й с т в и я . Важным параметром любого механизма для снижения расхода энергии является КПД. Одной из важнейших задач конструктора является обеспечение максимального КПД передачи. Повысить КПД можно путем перехода к более совершенным типам передач, у которых меньше потери на трение, например заменой передачи винт-гайка скольжения на шариковинтовую передачу (ШВП) или роликовинтовую передачу (РВП). При использовании подшипников скольжения нужно применять такие материалы вала и подшипника, чтобы они образовывали антифрикционную пару, определяемую низким коэффициентом трения, высокой износостойкостью и правильным выбором смазочного материала.

Т о ч н о с т ь . В механизмах, узлах и деталях должна быть обеспечена необходимая точность. Снижение точности ухудшает эксплуатационные характеристики приводов, а завышение увеличивает стоимость конструкции.

ПРОИЗВОДСТВЕННО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ. Эти требования направлены на создание технологичной конструкции. *Технологичной называют такую конструкцию, для создания которой требуются наименьшие затраты времени, труда и средств при заданном объеме выпуска в условиях данного производства.*

Например, в серийном и массовом производстве более технологична конструкция, процесс изготовления которой позволяет получить форму заготовки, максимально приближенную к конечной форме детали.

Рассмотрим примеры взаимодействия между эксплуатационными и производственно-технологическими требованиями. При повышении точности обработки и уменьшении шероховатости контактирующих поверхностей в подшипнике скольжения увеличивается его долговечность (улучшаются эксплуатационные показатели), но повышаются затраты труда и средств (ухудшаются производственно-технологические и экономические показатели). Из этого противоречия следует, что нельзя необоснованно завышать точность обработки поверхностей. Использование в конструкции стандартных деталей упрощает ее ремонт и позволяет автоматизировать изготовление деталей. Следовательно, улучшаются как эксплуатационные, так и производственно-технологические показатели и они не противоречат друг другу.

ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ. Экономические требования связаны с достижением минимальной стоимости изготовления и эксплуатации детали, узла и др. Уменьшение себестоимости, как правило, связано со снижением затрат живого труда, материалов, энергии на изготовление и эксплуатацию, с совершенствованием технологии и т. д.

ЭРГОНОМИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ. Они определяются необходимостью безопасности и комфорта для человека, эксплуатирующего объект, снижения или исключения вредных воздействий на человека и окружающую среду, повышения положительных эмоций.

Важно отметить, что в первую очередь должны быть обеспечены эксплуатационные требования в соответствии с ТЗ. Большое внимание проектировщик должен обращать на производство и принимать во внимание сбыт создаваемой продукции. Должны быть увязаны технические и экономические характеристики конструкции с учетом требований потребителя.

При проектировании привода или узла должны учитываться все перечисленные требования, а те из них, по которым осуществляется оценка объекта проектирования, становятся показателями качества (критериями). В большинстве случаев задачи проектирования являются многокритериальными. Полное удовлетворение всех требований часто нецелесообразно, и поэтому ищут компромиссное решение, используя, например, метод Парето.

РАБОТОСПОСОБНОСТЬ И НАДЕЖНОСТЬ ДЕТАЛИ (ЭЛЕМЕНТА).

Она обеспечивается за счет выполнения следующих основных требований; прочности, жесткости и стойкости к различным воздействиям: износу, вибрации, температуре и др. Выполнение требований прочности при статическом, циклическом и ударном нагружении должно исключить возможность разрушения, а также возникновения недопустимых остаточных деформаций. Требования жесткости к детали или контактной поверхности сводятся к ограничению возникающих под действием нагрузок деформаций, нарушающих работоспособность изделия, к недопустимости потери общей устойчивости для длинных деталей, подвергающихся сжатию, и местной — у тонких элементов. Должна быть обеспечена износостойкость детали, которая существенно влияет на долговечность работы механизма. Необходима стойкость к вибрации, определяемая вибропрочностью детали. Достаточно, чтобы для каждой детали выполнялись не все перечисленные требования, а лишь те, которые связаны с ее эксплуатацией. Например, пружина редуктора гидросистемы смазки машины должна удовлетворять требованиям прочности, жесткости, стойкости к изменению температуры и химическому воздействию среды, где она находится. Для другой детали — металлической гайки, нагруженной силой, требования сводятся лишь к обеспечению прочности в заданном интервале температур, а при контакте с влагой — защите от коррозии. При выполнении сформулированных требований деталь должна иметь низкую стоимость, минимальную массу и габаритные размеры, обладать необходимой точностью и технологичностью.

5.3. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

5.3.1. Общие сведения

Механическими передачами называются механизмы, передающие энергию от двигателя к исполнительному органу машины, как правило, с преобразованием скоростей, сил и моментов, а иногда характера и закона движения. Они предназначены для согласования вида, параметров движения и расположения двигателя и исполнительного органа, когда скорости движения рабочих органов машины отличаются от скоростей стандартных двигателей, т. е. рабочий орган требует вращающий момент больший или меньший, чем на валу двигателя. В отдельных случаях требуется также изменить пространственную ориентацию элементов передачи.

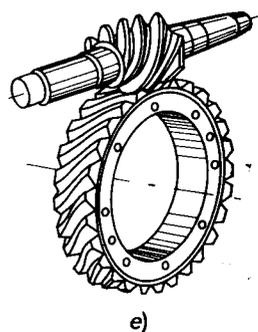
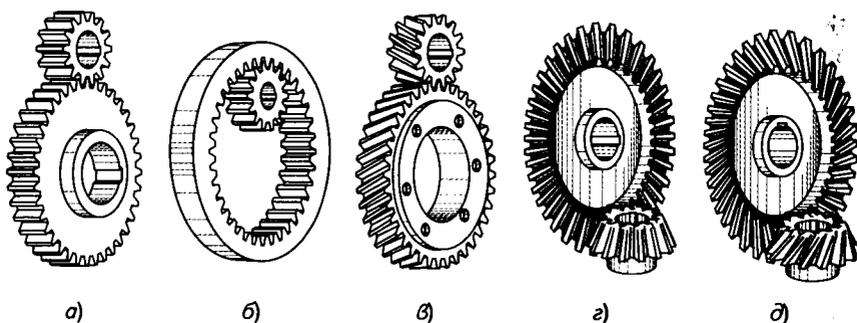


Рис. 5.4

По способу передачи движения от ведущего звена к ведомому различают передачи:

▶ **трением:** с непосредственным контактом — фрикционные, с гибкой связью — ременные;

▶ **зацеплением:** с непосредственным контактом — зубчатые, червячные, с гибкой связью — цепные. К зубчатым передачам относятся цилиндрические, конические, планетарные, волновые и др.

Зубчатые передачи получили большое распространение в России и за рубежом благодаря их достоинствам по сравнению с другими механическими передачами. Передача вращающего момента в зубчатой передаче осуществляется благодаря давлению зубьев, находящихся в зацеплении, одного колеса на зубья другого.

По взаимному расположению валов механические передачи могут быть с параллельными (у цилиндрических рис. 5.4, а—в), пересекающимися (у конических передач рис. 5.4, г, д) и со скрещивающимися (у червячных передач рис. 5.4, е) осями.

По характеру движения валов различают механизмы с неподвижными осями валов и подвижными осями валов в *планетарных* передачах. В последних движение колес-сателлитов, установленных на подвижных валах, похоже на движение планет.

Механические передачи также бывают:

▶ с постоянным передаточным числом (редукторы, мультипликаторы);

▶ с переменным передаточным числом: ступенчатые — коробки передач и бесступенчатые — вариаторы. Коробки передач по-

зволяют настраивать ряд частот вращения выходного вала, а вариаторы — плавно изменять передаточное отношение.

В ряде конструкций механизмов возникает необходимость фиксировать неподвижность выходного звена под нагрузкой или при отсутствии движения на входе. *Свойство механизма, при котором движение передается только в одном направлении, называется необратимостью движения или самоторможением.* Соответствующие устройства используются в грузоподъемных машинах.

В последнее время стало развиваться новое направление — мехатроника. В нем силовые механические узлы сочетаются с электрическими и электронными устройствами, обеспечивающими управление и связь между элементами всей системы. Электроника преобразует входной сигнал от системы управления, а силовая электроника выдает команды на исполнительный орган: электромеханический, гидравлический и др. Последние преобразуют поступающие сигналы в механическое движение. В таких системах целесообразно использовать готовые элементы в виде модулей. Применение мехатроники позволяет получить приводы малой массы с высокой точностью движения выходного звена и большим КПД. Такие устройства уже используются в роботехнике и на ЛА в системах управления полетом. Перспективно их применение и в других отраслях техники.

5.3.2. Привод

Привод — *устройство для приведения в действие машин и механизмов.* Он состоит из двигателя (источник энергии), передаточного механизма и системы управления (СУ), которая управляет работой привода и обычно включает электротехнические и электронные устройства. В дальнейшем будут рассматриваться лишь две части привода — передаточный механизм с двигателем.

Редуктор — *передаточный механизм, служащий для понижения частоты вращения, увеличения вращающего момента, а иногда и пространственной ориентации элементов, выполненный в виде отдельного агрегата.* Он является промежуточным звеном между входным звеном — двигателем и выходным — исполнительным органом, которым может быть колесо, рука робота, винт, шнек и др. Назначение редуктора — обеспечить согласование параметров (кинематических, силовых и геометрических) между двигателем и исполнительным органом. Редукторы широко применяют в промышленности.

Мультипликатор — механизм, повышающий частоту вращения.

На рис. 5.5, а показана схема привода, состоящего из редуктора P с электродвигателем D , где n_6, n_T — частота вращения быстроходного и тихоходного валов. Редуктор соединен с двигателем с помощью муфты M , которая передает вращающий момент от двигателя к выходу через цилиндрические зубчатые колеса z_i и валы. Валы B передач имеют опоры, которыми являются подшипники качения или скольжения Π . В передачи входят колеса с числом зубьев z_i . При необходимости получения поступательного движения выходного звена можно использовать другой вариант последней ступени — передачу винт-гайка.

Существуют различные типы редукторов, которые получили название в зависимости от того, какие передачи и какое количество ступеней они имеют. Одна ступень состоит из пары зубчатых колес. На рис. 5.5, б приведен цилиндрический редуктор (с цилиндрическими зубчатыми колесами), на рис. 5.5, в — конический (с коническими зубчатыми колесами), на рис. 5.5, г — червячный (с червяком и червячным колесом), комбинированный, например коническо-цилиндрический редуктор (рис. 5.5, д). При малых передаточ-

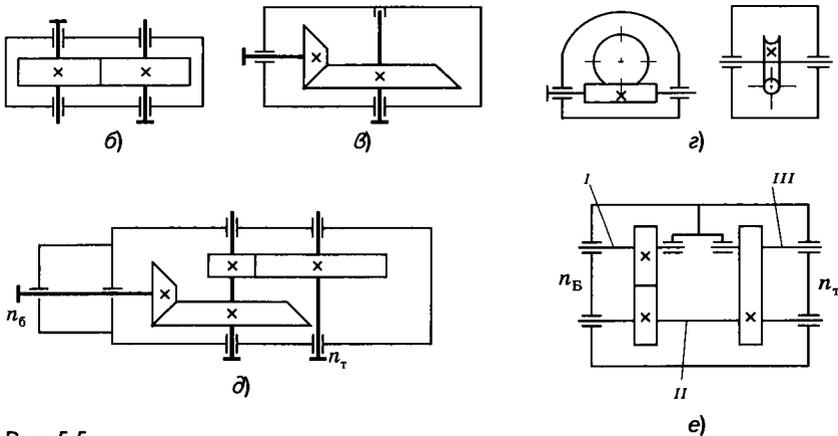
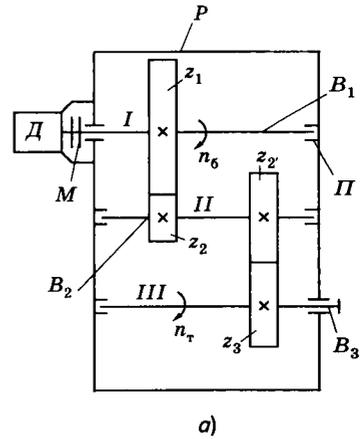


Рис. 5.5

ных отношениях (у цилиндрических с $i < 6,3 \dots 8$) используют одноступенчатые редукторы (с одной парой зубчатых колес, см. рис. 5.5, б), а при больших (у цилиндрических с $6,3 < i < 64$) двухступенчатые (с двумя парами колес, рис. 5.5, е). Применение в последнем случае вместо двухступенчатой передачи одноступенчатой привело бы к увеличению массы редуктора. При больших значениях передаточных отношений применяют передачи с большим числом ступеней. На рис. 5.5, а показан редуктор *развернутой схемы*, а на рис. 5.5, е *соосной*, когда оси I и III валов совпадают. Редукторы соосной схемы более компактные, чем развернутой. Масса и габаритные размеры передачи уменьшаются при применении *многопоточных* передач, что используется, например, в планетарных механизмах.

ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕДУКТОРА. К ним относятся передаточное число $u = n_6/n_T$, номинальный вращающий момент на тихоходном (выходном) валу, КПД, габаритные размеры и масса. Характеристики стандартных редукторов приведены в специальных справочниках, а некоторые из них представлены в табл. 5.5.

Таблица 5.5

Тип передачи	КПД, η	Передаточное число, u	Относительная масса, q
Зубчатая цилиндрическая	0,96—0,98	1—8	1
Зубчатая коническая	0,95—0,97	1—4	1,5
Червячная	0,4—0,84	16—80	2
Цепная	0,92—0,95	1—7	5
Ременная	0,94—0,96	1—7	2,5
Планетарная	0,9—0,95 (0,7—0,8)	6—13 (50—200)	0,5
Волновая	0,8—0,9	80—300	0,3

Технический уровень редуктора определяется **коэффициентом массового совершенства** $\gamma = m/T_{\text{вых}}$ — отношением массы редуктора m к вращающему моменту на выходе $T_{\text{вых}}$. В промышленности при низком уровне совершенства $\gamma \geq 0,2$, а при высоком уровне $\gamma < 0,06$. У широко распространенных редукторов, рабочая поверхность зубьев колес которых упрочнена (цементацией, азотированием и др.), $\gamma = 0,03 \dots 0,05$. В авиационных редукторах $\gamma = 0,006 \dots 0,009$. Такой высокий показатель γ у у

авиационных редукторов достигается путем применения рациональных конструкций с использованием высокопрочных материалов и изготовления корпусов из легких сплавов (алюминиевых и магниевых).

Для получения наиболее надежной и совершенной конструкции редуктора следует выполнять следующие требования:

- ▶ применять наиболее рациональные и надежные схемы редукторов, обеспечивающие необходимую прочность и жесткость конструкций, изготовленных из материала с высокой **удельной прочностью** σ_v/ρ и с упрочненной рабочей поверхностью зубьев колес при больших нагрузках;
- ▶ снижать материалоемкость за счет компактности конструкций и выбора рациональной формы деталей;
- ▶ применять унификацию, использовать стандартные детали и обеспечивать полную взаимозаменяемость элементов конструкций;
- ▶ обеспечивать надежное стопорение резьбовых соединений и фиксацию деталей от смещения; малое энергопотребление при эксплуатации путем уменьшения потерь на трение и повышение КПД; необходимую смазку и защиту деталей от возникновения коррозии; стойкость к механическим и климатическим воздействиям; легкое и удобное обслуживание с максимальной автоматизацией;
- ▶ использовать закрытые корпуса, предотвращающие попадание внутрь пыли и влаги;
- ▶ достигать максимальную технологичность деталей и узлов при изготовлении, сборке и разборке.

Выполнение сформулированных требований обычно приводит к снижению себестоимости редуктора.

Для оценки редуктора можно использовать и экономический критерий — **относительную себестоимость** $\beta = c/m$ (c — себестоимость).

Один из путей совершенствования конструкции в машиностроении — переход от использования стальных и чугунных корпусов к корпусам из легких сплавов (алюминиевых, магниевых), неметаллических или композиционных материалов. Последнее особенно важно в редукторах малой мощности. В них масса корпуса может определяться технологическими возможностями литья, когда толщина стенки больше необходимой из условия прочности. Обычно необходимая толщина стенки δ в маломощных редукторах ($P < 0,5$ кВт) из металла равна не более 2 мм. У отливок в землю легких сплавов минимальная толщина стенки $\delta = 3...4$ мм, а при более совершенных способах литья (литье в кокиль, по выплавляемым моделям или под дав-

лением) меньше. Литые корпуса из чугуна имеют толщину не менее 6 мм. Даже при одинаковой геометрии корпуса переход от чугуна или стали ($\rho = 7,8 \text{ г/см}^3$) к алюминиевому сплаву ($\rho = 2,7 \text{ г/см}^3$) снижает массу корпуса в ~ 3 раза, а с учетом получения меньшей толщины стенки, изготавливаемой с применением совершенной технологии литья, еще больше. Например, если масса стального корпуса составляет 30% от массы редуктора, то замена его материала на алюминиевый сплав снижает массу всего редуктора примерно на 20%. Такая замена недопустима в конструкциях, где требуется высокая жесткость, например в станкостроении. Замена стали на алюминиевый сплав снижает жесткость в ~ 3 раза. Корпуса из литейных алюминиевых и магниевых сплавов широко используются в авиации, ракетостроении и на транспорте, но реже в других отраслях промышленности. Наиболее легкие корпуса получают из неметаллов и композиционных материалов, которые широко используются даже в бытовой технике. Упрочнение рабочей поверхности зубьев колес существенно уменьшает массу редуктора. Например, изменение твердости рабочей поверхности зубьев колес с НВ 250 на НРС₃ 60 снижает массу двухступенчатого, цилиндрического редуктора на $\sim 40\%$. Обычно снижение массы корпуса уменьшает стоимость редуктора.

ПОРЯДОК РАСЧЕТА ПРИВОДА

Рассмотрим порядок расчета привода, приведенного на рис. 5.2, а (с. 207).

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ. Исходные данные для расчета должны быть указаны в ТЗ: кинематическая схема; циклограмма нагружения (изменение нагрузки по времени); T , ω — вращающий момент и угловая скорость (вместо ω можно задавать n — частоту вращения) вала на выходе. В другом случае, если на выходе стоит передача, преобразующая вращательное движение в поступательное, например передача винт-гайка, то задают F , v — силу и скорость перемещения винта на выходе.

ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ. 1. Определяют мощность на выходе привода по формуле $W_{\text{вых}} = T \cdot \omega$ ($\omega = \pi n / 30$); если на выходе имеется передача винт-гайка ($\eta = 0,25 \dots 0,9$), то по формуле $W_{\text{вых}} = F \cdot v$.

2. Рассчитывают потребную мощность двигателя $\hat{W}_d = W_{\text{вых}} / \eta_{\text{об}}$, где $\eta_{\text{об}} = \eta_{12} \eta_{23} \dots (1 - \Pi_1)(1 - \Pi_2) \dots$; $\eta_{\text{об}}$ — КПД всего редуктора; η_{ij} — КПД каждой ступени передачи (КПД для различных типов передач приведены в табл. 5.5); Π_j — потери в подшипниках (качения $\Pi_j = 0,003 \dots 0,005$, скольжения $\Pi_j = 0,01 \dots 0,05$ при граничном трении); η — КПД передачи винт-гайка входит в формулу лишь при ее наличии.

3. Выбирают по каталогу двигатель ($W_d \geq \hat{W}_d$) и находят его характеристики W_d и n_d .

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ. 1. Определяют приближенное значение общего передаточного числа $u_{об} = n_d/n_{вых}$ ($u_{об} = u_{12}u_{23} \dots$) и разбивают его по ступеням $u_{mr} = C_{mr}(u_{об})^{1/k}$, где C_{mr} — коэффициент, определяемый из оптимизации по одному из параметров (габаритным размерам, инерционности, точности и др.); индекс « mr » у коэффициента C_{mr} обозначает, что передача вращения выполняется от шестерни z_m к колесу z_r ; k — количество ступеней передачи.

Если на выходе стоит передача винт-гайка, то $n_{вых} = 6 \cdot 10^4 v/Pz$ — частота вращения вала на выходе из редуктора, равная частоте вращения винта (гайки, об/мин); где P — шаг, мм; z — число заходов резьбы; v — скорость, м/с.

Для цилиндрических зубчатых передач коэффициент C_{mn} принимают:

► из условия минимума габаритных размеров для развернутой схемы (оптимальный вариант, когда колеса и шестерни обеих ступеней имеют одинаковые диаметры) при двухступенчатой передаче ($k = 2$) $C_{12} = 1,2$; при трехступенчатой ($k = 3$) $C_{12} = 1,3$, $C_{23} = 1$, а для соосных передач при $k = 2$ $C_{12} = C_{23} = 1$. Передаточное число последней ступени находят при $k = 2$ из выражения $u_{23} = u_{об}/u_{12}$; при $k = 3$ — из выражения $u_{34} = u_{об}/(u_{12}u_{23})$.

► Из условия минимума инерционности у быстроходных реверсивных приводов при $k = 2$ $C_{12} = 0,6 \dots 0,95$; при $k = 3$ $C_{12} = 0,5 \dots 0,8$, $C_{23} = 0,9 \dots 0,95$.

У высокоточных передач для обеспечения соответствующей точности необходимы высокие требования к последней ступени (высокая точность и большое передаточное число $u > 100$). В этом случае точность привода будет определяться последней ступеней, а погрешности предыдущих ступеней не окажут на нее существенного влияния.

2. Выбирают число зубьев каждого колеса в паре:

суммарное число зубьев $z_{\Sigma} = z_1 + z_2$:

для зубчатых колес с однородной структурой $z_{\Sigma} = 80 \dots 90$;

для мелкомодульных ($m < 1$) зубчатых колес с однородной структурой $z_{\Sigma} = 90 \dots 130$;

для колес с упрочненной рабочей поверхностью (цементирование, азотирование и др.) $z_{\Sigma} = 50 \dots 90$.

Число зубьев шестерни и колеса у двухступенчатой передачи:

для первой ступени $z_1 = z_{\Sigma}/(u_{12} + 1)$, $z_2 = z_1 u_{12}$ (z_1 и z_2 округляют до целого числа);

для второй ступени $z_2 = z_{\Sigma}/(u_{23} + 1)$, $z_3 = z_2 u_{23}$ (z_2 и z_3 округляют до целого числа).

Уточняют передаточное число $u_{12} = z_2/z_1$, $u_{23} = z_3/z_2$.

3. Определяют частоту вращения каждого вала:

$$n_2 = n_1/u_{12}, \quad n_3 = n_3/u_{23}.$$

Возможен другой вариант кинематического расчета, когда число зубьев шестерни $z_1 = 17 \dots 25$ и $z_2 = z_1 u_{12}$. При числе зубьев, меньшем $z = 17$, для устранения подрезания необходимо выполнить модификацию профилей (смещение контура), но z_1 брать не менее 12.

СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ. 1. Вычисляют номинальный вращающий момент двигателя (Н · мм):

$$T_d = 9,55 \cdot 10^3 W_d / n_d,$$

где W_d — мощность двигателя, Вт; n_d — частота вращения, об/мин.

2. Определяют расчетный вращающий момент на каждом валу:

$$T_1 = K_{\text{дин}} \cdot T_d (1 - \Pi_1); \quad T_2 = T_1 u_{12} (1 - \Pi_2) \eta_{12};$$

$$T_3 = T_2 u_{23} (1 - \Pi_3) \eta_{23},$$

где $K_{\text{дин}}$ — коэффициент динамичности внешней нагрузки; Π_i — потери в подшипниках.

КОНСТРУКЦИЯ РЕДУКТОРА. Для удобства сборки и разборки корпус редуктора делают составным, обычно из двух частей: основания O и крышки K . Крышка на корпус фиксируется штифтами и закрепляется на нем с помощью резьбовых деталей (болтов, шпилек, гаек). Редукторы бывают с осевой (продольной) и радиальной (поперечной) сборкой (рис. 5.6).

При осевой сборке разъем корпуса производят по плоскости, перпендикулярной осям валов (рис. 5.6, а). Такая конструкция более технологичная и жесткая (проще отливка, удобна механическая обработка).

Недостатки: сложная сборка и осмотр внутренних частей.

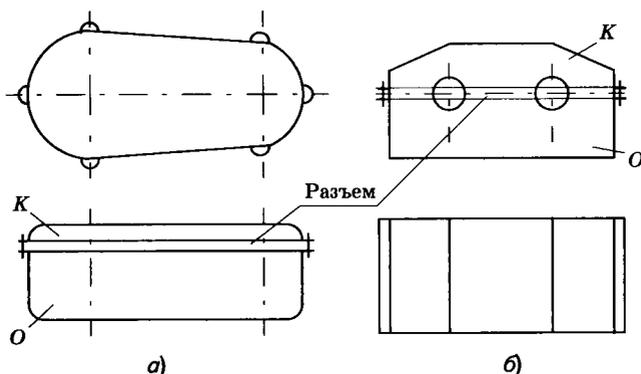


Рис. 5.6

При радиальной сборке разъем корпуса выполняют по плоскости, проходящей через оси валов (рис. 5.6, б), что облегчает сборку, разборку и осмотр внутренних полостей.

Недостатки: изготовление корпуса сложнее, неодинаковая жесткость (асимметрия корпуса), сложнее герметизация (уплотнение по фигурному стыку).

Применение: осевую сборку применяют для создания прочных и легких конструкций в авиации, ракетостроении, на транспорте. Однако это вызывает некоторые эксплуатационные неудобства. Радиальную используют, если масса не играет существенной роли и допускается повышенная стоимость изготовления, ради удобства сборки и эксплуатации. Такие конструкции получили наибольшее распространение в общем машиностроении.

На космических аппаратах широко используются приводы с быстроходными двигателями ($n = 6000 \dots 12\,000$ об/мин), так как они более экономичны и имеют меньшую массу, чем тихоходные высокомоментные двигатели.

Две распространенные схемы приводов общего машиностроения приведены на рис. 5.7. На рис. 5.7, а показана схема соединения электродвигателя *Д* и редуктора *Р* с помощью муфты *М*, а на рис. 5.7, б — с помощью ременной передачи *РП*. При малых мощностях шестерня может устанавливаться на валу двигателя. Такая конструкция используется в **мотор-редукторах**, состоящих из электродвигателя и зубчатого редуктора. Масса и габаритные размеры мотор-редукторов значительно меньше, чем установок, приведенных на рис. 5.7.

В редукторах с большим ресурсом работы предусматривается непрерывная смазка обычно жидким смазочным материалом. Для этого часть колеса погружают в масло (картерное смазывание) или подают его с помощью струи (струйное смазывание). Для подачи масла используется гидравлическая система. Смазывание подшипников часто осуществляется разбрызгиванием масла зубчатыми колесами.

При необходимости малого количества жидкого или пластичного смазочного материала (малый ресурс, малые скорости и нагрузки) он подается периодически с помощью масленок или ручного шприца. Иногда используют ресурсную смазку — один раз за весь ресурс (например, на ракетах).

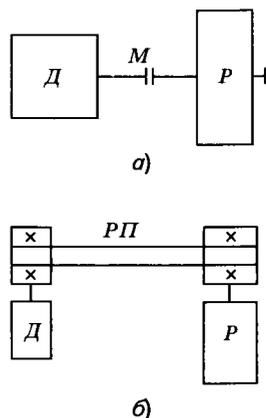


Рис. 5.7

Типичный для общего машиностроения двухступенчатый редуктор с радиальной сборкой и цилиндрическими колесами приведен на рис. 5.8. Корпус редуктора литой из чугуна. Он состоит из основания 5 и съемной крышки 4. Они соединены болтами 6 и штифтами 9, которые точно фиксируют крышку на основании. Крышка 3 с отдушиной 2 — для осмотра и заливки жидкого масла, пробка 8 — для слива масла, маслоуказатели 7 — для определения уровня масла в редукторе. Рым-болты 1

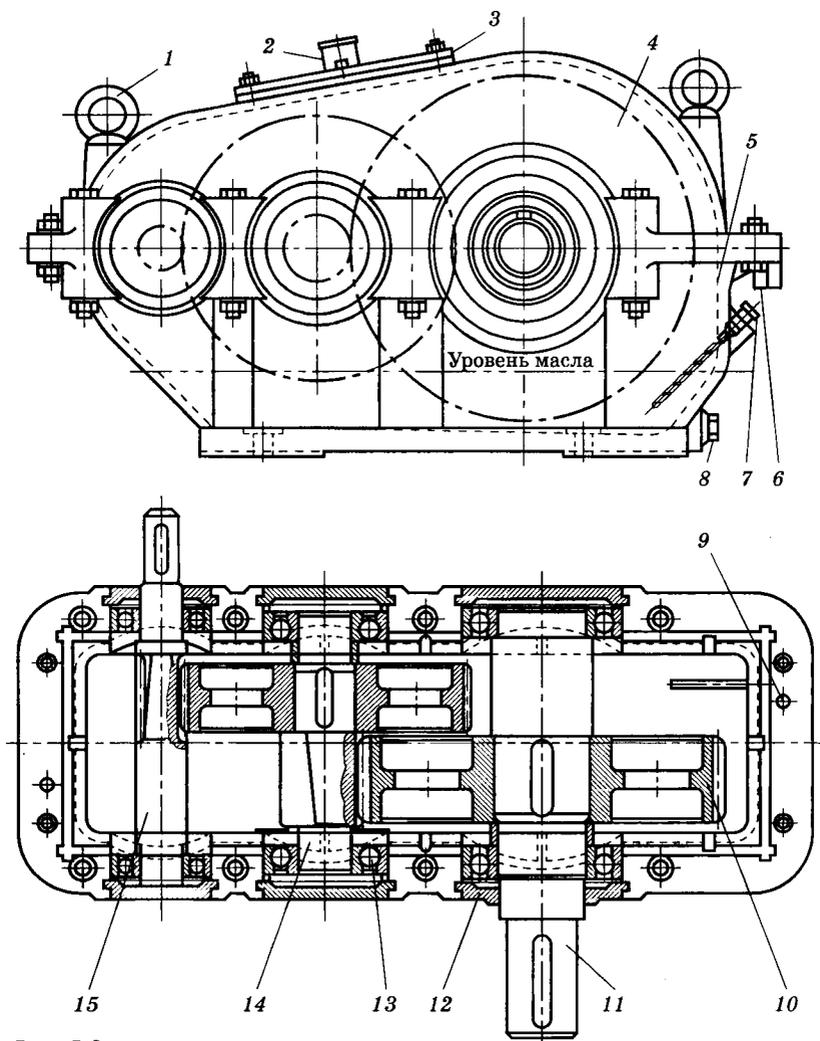


Рис. 5.8

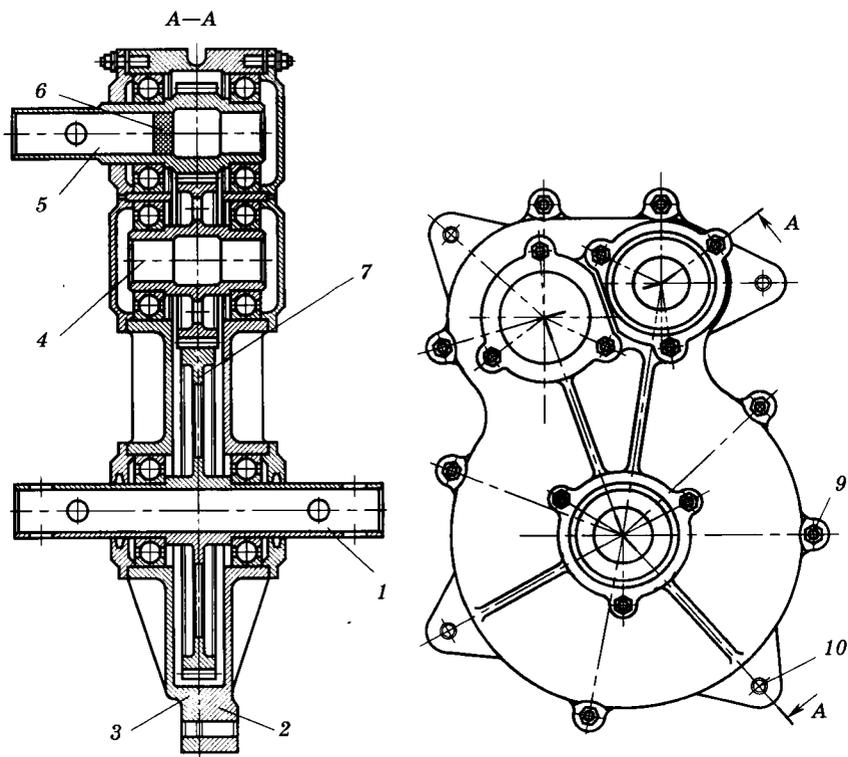


Рис. 5.9

служат для переноса редуктора подъемным краном. Кроме того, редуктор имеет зубчатое колесо 10, тихоходный вал 11, крышку подшипника 12, подшипник 13, промежуточный вал 14, тихоходный вал с нарезанными зубьями 15.

На рис. 5.9 показан самолетный редуктор с осевой сборкой. Корпус редуктора из магниевого сплава МЛ5 состоит из двух частей 2 и 3, соединенных шпильками 9 с гайками. Шпильки установлены без зазора, что обеспечивает точное взаимное положение частей корпуса. Конструкция редуктора характеризуется минимальной площадью его поверхности, что обеспечивает минимальную массу корпуса. Для уменьшения массы валы 1, 5 и ось 4 изготавливаются полыми. Заглушка 6 исключает попадание грязи и влаги внутрь корпуса. Отверстия 10 предназначены для крепления редуктора на самолете. Зубчатые колеса 7 изготовлены из стали 30Х2НВА с упрочненной рабочей поверхностью.

5.3.3. Динамика машин

Большое значение при проектировании машин и механизмов имеет расчет динамики конструкции и ее элементов. При протекании динамических процессов на механические узлы и детали действуют дополнительные нагрузки. Они могут вызвать разрушение, имеющее усталостный характер. Простейшая расчетная модель колебаний элементов конструкций с одной степенью свободы при силовом возбуждении с частотой ω и амплитудой F_0 описывается уравнением

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + \omega_0^2 x = (F_0/m) \cos \omega t,$$

где n — коэффициент демпфирования, $\omega_0 = \sqrt{C/m}$ — собственная частота колебаний; C — коэффициент жесткости; m — масса груза.

Решение уравнения имеет вид

$$x = A \cos(\omega t - \varphi), \quad (5.1)$$

где $A = F_0 K_{\text{дин}}$; $K_{\text{дин}} = A/\delta_c = [(1 - \eta^2)^2 + (\delta/\pi)^2 \eta^2]^{-1/2}$; $\eta = \omega/\omega_0$; δ — декремент затухания.

Коэффициент динамичности $K_{\text{дин}}$ равен отношению амплитуды колебаний к статическому перемещению δ_c под действием силы F_0 и определяет увеличение нагрузки на конструкцию. Для различных значений δ/π при силовом возбуждении на рис. 5.10, а приведены зависимости $K_{\text{дин}}$ от η , а на рис. 5.10, б — зависимости фазы φ от η .

В расчетах на прочность нужно учитывать коэффициент динамичности $K_{\text{дин}}$ и задавать силу $F = K_{\text{дин}} F_0$. При резонансе, когда частота колебаний совпадает с собственной частотой системы ω_0 ($\eta = 1$) максимальное значение. $K_{\text{дин max}} = \pi/\delta$. Так,

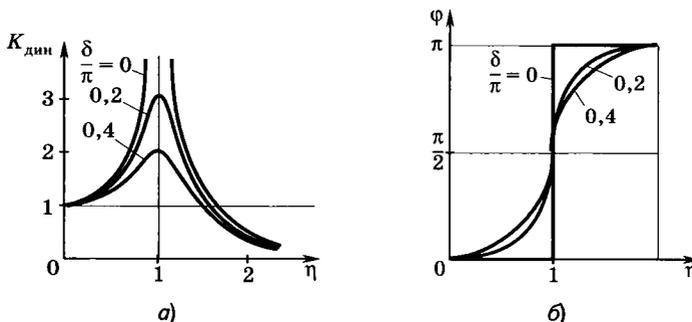


Рис. 5.10

при декременте колебаний $\delta_0 = 0,1$ максимальное значение, $K_{\text{дин макс}} = 31,4$.

Нагрузки значительно снижаются при разнесении частот возбуждения ω и собственных колебаний ω_0 конструкции. Для этого возбуждающая частота должна быть или в дорезонансной зоне ($\omega < 0,7\omega_0$), или в зарезонансной ($\omega > 1,3\omega_0$).

При эксплуатации изделий наиболее часто встречаются вынужденные колебания. Так, при работе привода его передачи испытывают внешнюю динамическую нагрузку (неравномерность вращения вала двигателя, силовое воздействие на выходе и др.) и внутреннюю дополнительную динамическую нагрузку при взаимодействии зубьев в зацеплении. Это связано с ударами при входе и выходе зубьев из зацепления и погрешностью изготовления. Неравномерность действующих сил наблюдается в рычажных и кулачковых механизмах, что также приводит к дополнительному нагружению их звеньев. Уменьшение неравномерности движения можно осуществить с помощью балансировки или маховика. Возможны и параметрические колебания передач из-за изменения жесткости, так как при зацеплении участвует разное число зубьев, например то один, то два. Для выявления и устранения параметрических колебаний проводят исследование на устойчивость. При быстром изменении нагрузки к статической силе F_0 добавляется колебательная составляющая. Она у системы с одной степенью свободы при ступенчатом нагружении может увеличить коэффициент динамичности до величины $K_{\text{дин макс}} = 2$ (рис. 5.11, а). В случае запуска привода характерно более плавное увеличение возбуждающей силы 1 (рис. 5.11, б). С увеличением времени t_* колебательная составляющая 2 будет уменьшаться и $K_{\text{дин}}$ будет стремиться от 2 к 1 (при $\omega_0 t_* > 40$). В расчетах крутильных и изгибных колебаний валов наиболее часто используется динамическая модель привода, состоящая из жестких колес и упругих валов, муфт и опор. Собственные колебания валов часто имеют низкую частоту и влияют на нагрузки, что может привести к увеличению кон-

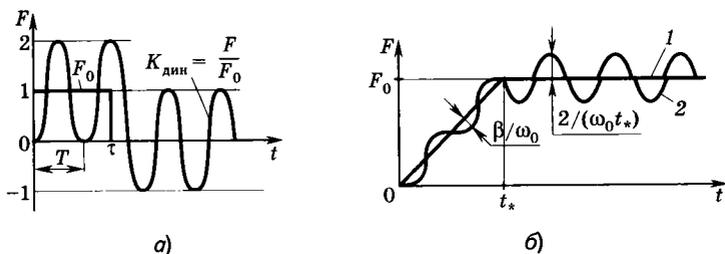


Рис. 5.11

тактных и изгибных напряжений в зубьях. Возрастание скоростей машин также приводит к увеличению динамических нагрузок. Рассмотрим простейшие случаи.

Крутильные колебания вала с двумя колесами описываются уравнением

$$f = 1/6,28[C(I_1 + I_2)/(I_1 I_2)]^{1/2},$$

где f — собственная частота колебаний, Гц; $C = GJ_p/l$ — коэффициент жесткости вала; GJ_p — жесткость вала; l — длина вала; I_1, I_2 — моменты инерции колес.

Рассмотрим свободные колебания двух валов с колесами (рис. 5.12). За обобщенные координаты примем углы поворота колес φ_1, φ_2 и φ_4 (система с тремя степенями свободы). Угол поворота φ_3 колеса 3 определяется углом поворота φ_2 колеса 2; $\varphi_3 = -\varphi_2/u_{23}$ (u_{23} — передаточное число).

Определив кинетическую и потенциальную энергию и используя уравнение Лагранжа второго рода, получим

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 - C_{12}(\varphi_2 - \varphi_1) &= 0; \\ I_2^* \ddot{\varphi}_2 + C_{12}(\varphi_2 - \varphi_1) + C_{34}(1/u_{22})(\varphi_4 + \varphi_2/u_{23}) &= 0; \quad (5.2) \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 + C_{34}(\varphi_4 + \varphi_2/u_{23}) &= 0, \end{aligned}$$

где $I_2^* = I_2 + I_3/u_{23}^2$ — момент инерции колес 2 и 3, приведенный к валу 1; I_1, I_2, I_3 — моменты инерции зубчатых колес 1, 2 и 3; C_{12}, C_{34} — коэффициенты жесткости валов I и II.

Решая систему уравнений (5.2), определим две собственные частоты крутильных колебаний валов. Имеется нулевая, которая вызвана тем, что система обладает одной степенью подвижности. Аналогично можно получить систему уравнений для большего количества валов и определить их собственные частоты. Для определения нагрузок рассматриваются вынужденные колебания при заданном возмущении. При этом нужно учитывать демпфирующие силы рассеивания энергии в зубчатом зацеплении, муфтах и подшипниках.

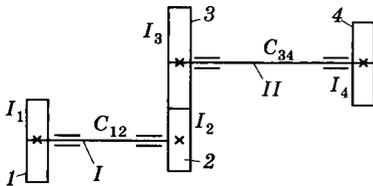


Рис. 5.12

В быстроходных реверсивных приводах важно быстродействие при разгоне и торможении, что достигается уменьшением приведенного к валу двигателя момента инерции всей передачи. Это достигается тем, что при разбивке по ступеням большие величины переда-

точного числа задают на последних ступенях, поэтому колеса с большей массой устанавливаются на тихоходных валах.

При опасности существенного влияния изгибных колебаний валов нужно изучать и оценивать их влияние на нагрузки. Возникающие при работе машин опасные динамические нагрузки нужно уменьшать или ограничивать область их действия.

Наличие в приводе упругих муфт, которые могут снизить нагрузку на передачу, может привести к снижению собственных частот крутильных колебаний и возникает опасность появления резонансов.

ВИБРОАКТИВНОСТЬ И ВИБРОЗАЩИТА. В процессе эксплуатации машин возникают следующие механические воздействия: перегрузки, вибрационные и ударные нагрузки.

Вибрационное воздействие может быть силовым и кинематическим. Например, силовое воздействие от неуравновешенного ротора двигателя, а кинематическое при рассмотрении динамического воздействия колебаний основания на приборы.

Способность механизмов не разрушаться при механических воздействиях от вибрации называется **вибропрочностью**, а нормальное функционирование — **виброустойчивостью** (отсутствие размыкания электрических цепей в переключателях при вибрации, отвертывание резьбовых соединений и т. д.).

Серьезное внимание необходимо уделять вредному воздействию вибрации на обслуживающий персонал, так как в промышленности и строительстве используются новые высокоэффективные машины, работающие на основе вибрационных и виброударных процессов.

В колебании машин участвует кинематическая цепь, состоящая из валов с сосредоточенными массами зубчатых колес. Выполняются расчеты собственных колебаний валов и в случае их совпадения с возмущающими силами проводятся мероприятия по устранению резонансов. Наиболее опасным является основной тон колебаний. При совпадении частот собственных изгибных колебаний валов с частотой их вращения от действия центробежных сил при дисбалансе колес наступает резонанс. Такая частота вращения называется **критической**. Источником возбуждения служат неуравновешенные детали. Механизм не должен работать на частоте вращения, близкой к критической.

Источники виброактивности: возбуждения от силы технологического сопротивления и силы инерции переносного движения рабочих органов. Динамические нагрузки в зацеплении зубчатых передач могут возникать из-за погрешностей изго-

товления и монтажа (кинематическая точность, плавность работы, боковой зазор и качество контакта), неравномерности вращения ротора (шаговые и бесконтактные двигатели постоянного тока), а также неравномерности движения рабочих органов механизма. Для уменьшения вредного воздействия виброактивности на механизмы и основания используется виброзащита.

МЕТОДЫ ВИБРОЗАЩИТЫ. Виброзащита использует:

- ▶ изменение конструкции объекта для изменения его собственных частот и увеличения диссипации (рассеивания) энергии;
- ▶ введение виброизоляции. Для защиты объектов от вибрации используются активные и пассивные виброзащитные устройства. Активные устройства обладают независимым источником энергии и имеют элементы, выдающие силы, компенсирующие нагрузку от источника вибрации. Пассивные устройства состоят из инерционных, упругих и диссипативных элементов.

ЦЕЛИ ВИБРОЗАЩИТЫ. При силовом возбуждении $F = F_0 \cos \omega t$ целью виброзащиты являются:

- ▶ уменьшение амплитуды реакции R_0 , передаваемой на неподвижное основание (оценивается коэффициентом виброзащиты $K_R = R_0/F_0$, где R_0, F_0 — амплитуды реакции $R(t)$ и возбуждающей силы $F(t)$; $R(t) = R_0 \cos \omega t$; $F(t) = F_0 \cos \omega t$; ω — круговая частота возбуждающих колебаний; t — время);
- ▶ уменьшение амплитуды A вынужденных колебаний груза от действия возбуждающей силы (оценивается коэффициентом динамичности $K_{\text{дин}} = CA/F_0$, где C — коэффициент жесткости узлов подвески).

При кинематическом возбуждении $U = U_0 \cos \omega t$ целью виброзащиты являются:

- ▶ уменьшение амплитуды абсолютного ускорения (перегрузки) $W = A\omega^2$ груза (оценивается коэффициентом виброизоляции $K_R = A/U_0$, где A и U_0 — амплитуды абсолютного виброперемещения груза и основания);
- ▶ уменьшение амплитуды относительного виброперемещения A_1 , груза относительно основания (оцениваемое коэффициентом динамичности $K'_{\text{дин}} = A_1/U_0$).

Проведение конструкторских мероприятий для виброзащиты оказывает существенное положительное воздействие на динамику элементов конструкций (устраняются опасные колебания, снижаются динамические нагрузки).

5.4. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Назначение зубчатой передачи — передавать движение от одного вала к другому с изменением угловых скоростей и моментов по величине и направлению. Такая передача состоит из двух колес. Передача вращающего момента в зубчатой передаче осуществляется благодаря давлению зубьев, находящихся в зацеплении, одного колеса на зубья другого. Зубчатые передачи широко распространены в России и за рубежом благодаря их достоинствам по сравнению с другими механическими передачами.

Преимущества: большая долговечность и высокая надежность; высокий КПД (до 0,98); постоянство передаточного отношения; возможность применения в широком диапазоне моментов, скоростей и передаточных отношений; малые габаритные размеры; простота эксплуатации.

Недостатки: наличие шума; невозможность плавного изменения передаточного отношения; необходимость высокой точности изготовления и монтажа, что увеличивает их стоимость.

По исходному контуру зубчатые передачи делят:

- ▶ на эвольвентные — преимущественно распространены в промышленности;
- ▶ с круговым профилем (зацепление М. Л. Новикова) — применяются для передач с большими нагрузками.

У эвольвентного зацепления рабочая поверхность зуба имеет эвольвентный профиль. В дальнейшем будем рассматривать лишь передачи с эвольвентным зацеплением.

К зубчатым передачам относятся цилиндрические, конические, планетарные, волновые и др.

5.4.1. Цилиндрические зубчатые передачи

Цилиндрической зубчатой передачей называется передача с параллельными осями. Они бывают с прямым зубом (рис. 5.13, а), косым зубом $\beta = 8...20^\circ$ (рис. 5.13, б) и шевронные $\beta = 30...45^\circ$

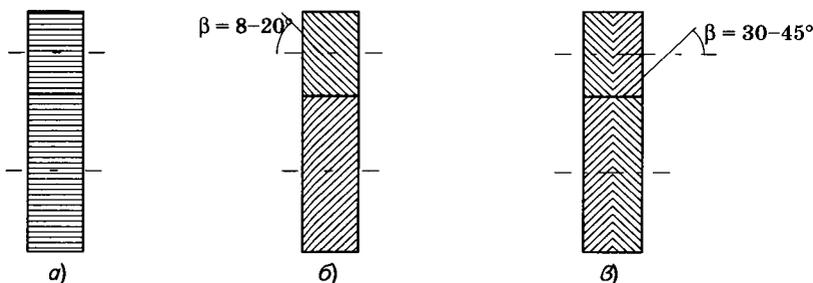


Рис. 5.13

(рис. 5.13, в) (β — угол наклона зуба). Рекомендуется максимальные передаточные числа $u_{\max} = 6 \dots 8$ в одной ступени не превышать, так как в противном случае габаритные размеры механизмов увеличиваются по сравнению с двухступенчатой передачей с тем же передаточным числом.

Преимущества передач с шевронным и косым зубом по сравнению с прямым: большая прочность зуба на изгиб (большая нагрузочная способность); большая плавность зацепления и малый шум, а также меньшие динамические нагрузки.

Недостатки: наличие осевой силы у косозубых передач; большая сложность изготовления.

Косозубые передачи применяют при окружных скоростях $v > 5$ м/с; шевронные передачи — преимущественно в тяжело нагруженных передачах.

КИНЕМАТИКА И ГЕОМЕТРИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС. Передаточное отношение $i = \omega_1/\omega_2$, где ω_i — угловая частота вращения i -го вала.

Для наружного зацепления (см. рис. 5.4, а на с. 217 — вращение колес в разные стороны) i берется со знаком «-», для внутреннего (рис. 5.4, б — вращение в одну сторону) со знаком «+». Из кинематического условия — равенство скоростей в месте контакта зубьев колес, $v_1 = v_2$, получаем $\pi n_1 d_1 = \pi n_2 d_2$ или

$$n_1/n_2 = d_2/d_1, \quad (5.3)$$

где n_i — частота вращения i -го колеса; d_i — делительный диаметр зубчатого колеса.

Принимая $d_2/d_1 = z_2/z_1$ (z_i — количество зубьев i -го колеса) и учитывая (5.3), получаем

$$|i_{12}| = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = u_{12}, \quad (5.4)$$

где $z_2/z_1 = u_{12}$ — передаточное число (всегда величина положительная). Принято меньшее из зубчатых колес в паре называть *шестерней* и обозначать «ш» или «1», а большее *колесом* — «к» или «2».

Различают понижающие передачи (рис. 5.14, а), которые понижают частоту вращения и используются в редукторах; по-

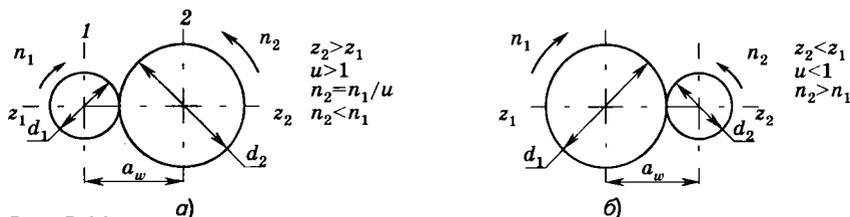


Рис. 5.14

вышающие передачи (рис. 5.14, б), которые повышают частоту вращения и используются в мультипликаторах.

Зубчатые колеса в основном используются с **эвольвентным зацеплением**, которое обеспечивает постоянное передаточное отношение, малые скорости скольжения в зацеплении и несложное изготовление. Так как в передаче преобладает трение качения, а трение скольжения мало, то она имеет высокий КПД. Это зацепление мало чувствительно к отклонению межосевого расстояния. В эвольвентном зацеплении рабочая поверхность зуба имеет форму эвольвенты. **Эвольвентой называют кривую, которую описывает точка N_1 образующей прямой $N-N$, перекатываемая без скольжения по основной окружности диаметра d_b** . Образующая прямая всегда перпендикулярна к эвольвенте, а отрезок ρ является ее радиусом кривизны (рис. 5.15).

Перейдем к рассмотрению геометрии эвольвентных зубчатых колес.

На рис. 5.16 показано косозубое колесо, для которого нормальный шаг определяют по формуле

$$p_n = p_t \cos \beta, \quad (5.5)$$

где p_t — окружной делительный шаг — расстояние между одноименными профилями соседних зубов, измеряемое по дуге делительной окружности зубчатого колеса; β — угол наклона зуба.

Окружной модуль m_t — это величина, в π раз меньшая окружного шага:

$$m_t = p_t / \pi.$$

Разделив (5.5) на π , получаем

$$m = m_t \cos \beta, \quad (5.6)$$

где m — нормальный модуль, уточняется по ГОСТ, что обеспечивает возможность использования стандартного инструмента, например модульных фрез.

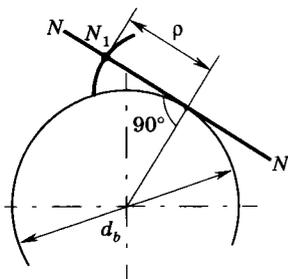


Рис. 5.15

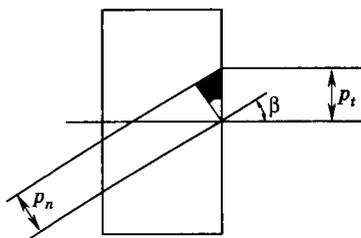


Рис. 5.16

Модуль является основным параметром зубчатого зацепления.

Длина делительной окружности зубчатого колеса определяется по формуле

$$p_t z = \pi d.$$

Разделив обе части равенства на π , получаем выражение для определения делительного диаметра

$$d = m_t z, \quad (5.7)$$

откуда

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{z_1}{z_2}, \quad (5.8)$$

что подтверждает соотношение, принятое в формуле (5.4).

Нарезание зубчатых колес производится инструментальной рейкой. *Окружность зубчатого колеса, на которой шаг p и угол зацепления соответственно равны шагу и углу профиля α инструментальной рейки, называют делительной (d).* На рейке делительной плоскостью называют плоскость, на которой толщина зубьев равна ширине впадины. Сопряженные пары зубчатых колес касаются друг друга в полюсе зацепления. Окружности, проходящие через полюс зацепления P и перекатывающиеся одна по другой без скольжения, называются **начальными** (рис. 5.17, а, где d_{w1} , d_{w2} — диаметры начальных окружностей; α_w — угол зацепления). Отрезок AB линии зацепления, ограниченный окружностями вершин зубьев шестерни и колеса, называется **активным участком линии зацепления**. Эта линия определяет начало входа пары зубьев в зацепление и выхода из него.

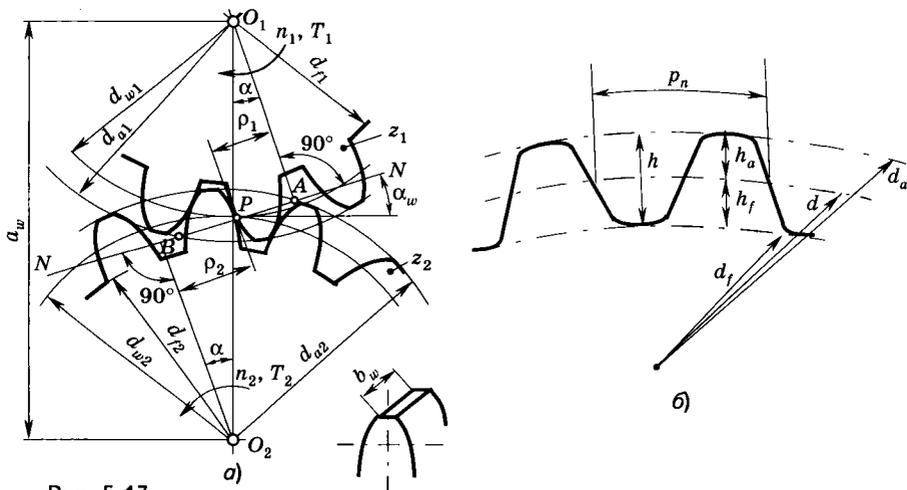


Рис. 5.17

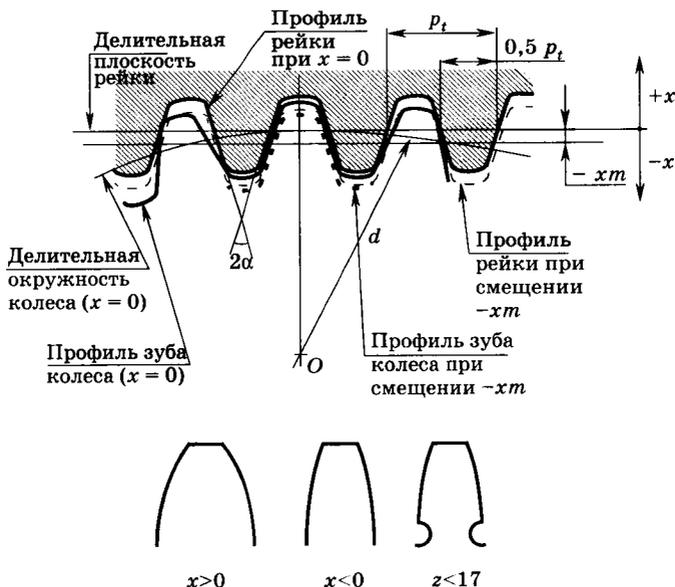


Рис. 5.18

Расстояние между начальной и делительной окружностями называют **смещением исходного контура** $mx = d_w - d$. Отношение этого смещения к m называют **коэффициентом смещения** x (рис. 5.18). При $x = 0$ делительный и начальный диаметры равны, $d = d_w$. При $z < 17$ происходит подрезание зуба, что устраняется введением положительного смещения x . Если при $x_1 > 0$ задать смещение $x_2 = -x_1$, то суммарный коэффициент смещения будет равен $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$.

В этом случае зубья колес имеют одинаковую высоту, но высота головки и ножки зуба, диаметры окружностей вершин и впадин различны. Толщина зубьев шестерни увеличивается, а колеса уменьшается. Если условие $x_\Sigma = 0$ не выполняется, то нужно вводить коэффициент уравнивающего смещения [2, 16].

Основные геометрические характеристики косозубой цилиндрической передачи внешнего зацепления при $x_\Sigma = 0$ приведены на (рис. 5.17, б):

делительный диаметр

$$d = mz = m_t z / \cos \beta; \quad (5.9)$$

высота головки зуба $h_a = m$; высота ножки зуба $h_f = 1,25m$; высота зуба $h = 2,25m$.

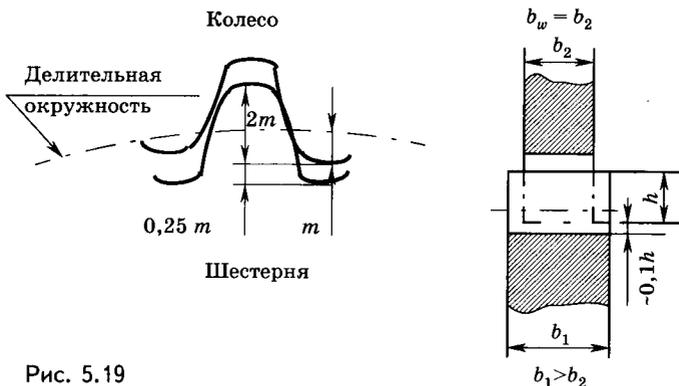


Рис. 5.19

Диаметр окружности вершин d_a и впадин d_f зубьев колес:

$$\begin{aligned} d_a &= d + 2h_a + 2xm = \\ &= d + 2m + 2xm = m_f(z + 2 \cos \beta) + 2xm; \end{aligned} \quad (5.10)$$

$$\begin{aligned} d_f &= d - 2h_f + 2xm = d - 2,5m + 2xm = \\ &= m_f(z - 2,5 \cos \beta) + 2xm. \end{aligned} \quad (5.11)$$

Участок зацепления зубчатых колес показан на рис. 5.19, где b_1 , b_2 — ширина зубьев шестерни и колеса; b_w — рабочая ширина зуба, на которой происходит их контакт:

$$b_w = \psi_{ba} \alpha_w,$$

где $\psi_{ba} = 0,1 \dots 0,3$ — относительная ширина зуба (большее значение для больших нагрузок);

$$\alpha_w = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{d_1}{2} (u_{1,2} \pm 1) \quad (5.12)$$

α_w — межосевое расстояние («+» для внешнего зацепления, «-» для внутреннего зацепления).

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЭКВИВАЛЕНТНОГО КОЛЕСА ДЛЯ КОСОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ. Аналитическое определение напряжений изгиба в опасном сечении косых зубьев затруднено из-за их криволинейной формы и наклонного расположения контактных линий. Поэтому переходят от косозубых колес к эвольвентным с прямым зубом. Напряжения, как и для прямых зубьев, можно определить, рассматривая нормальное сечение $N-N$ косых зубьев (рис. 5.20).

В нормальном сечении $N-N$ получаем эллипс с полуосями a и b :

$$a = \frac{d}{2 \cos \beta}; \quad b = \frac{d}{2}.$$

Используя известное из геометрии выражение, определяем радиус окружности эллипса в точке контакта P с сопрягаемым колесом:

$$\rho_v = \frac{a^2}{b} = \frac{d}{2\cos^2\beta}.$$

Делительный диаметр эквивалентного зубчатого колеса

$$d_v = 2\rho_v = \frac{d}{\cos^2\beta}; \quad (5.13)$$

Принимая $d_v = z_v m$, $d = m_t z$,

получаем формулу $z_v m = \frac{m_t z}{\cos^2\beta}$.

Подставив в нее $m_t = \frac{m}{\cos\beta}$, определяем количество зубьев у эквивалентного колеса

$$z_v = \frac{z}{\cos^3\beta}. \quad (5.14)$$

Расчеты косозубых колес на прочность производят для эквивалентных цилиндрических прямозубых колес с диаметром делительной окружности d_v и числом зубьев z_v .

ИЗГОТОВЛЕНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС. Существует два метода нарезания зубьев: копирование и обкатка.

Метод копирования заключается в прорезании впадин между зубьями модульными фрезами дисковыми (рис. 5.21, а) или пальцевыми (рис. 5.21, б). После прорезания каждой впадины заготовку поворачивают на шаг зацепления. Профиль впадины представляет собой копию профиля режущих кромок фрезы. Для нарезания зубчатых колес с разным числом зубьев необходим разный инструмент. Метод копирования малопроизводительный и менее точный, чем при обкатке.

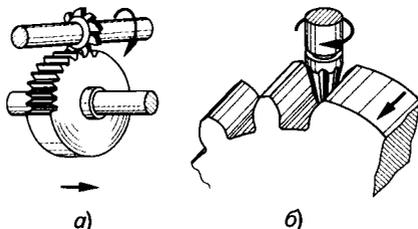


Рис. 5.21

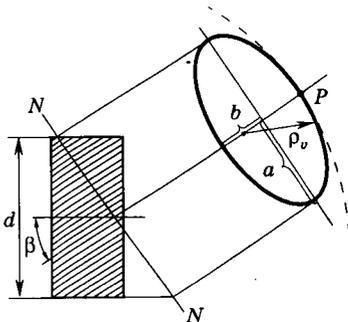


Рис. 5.20

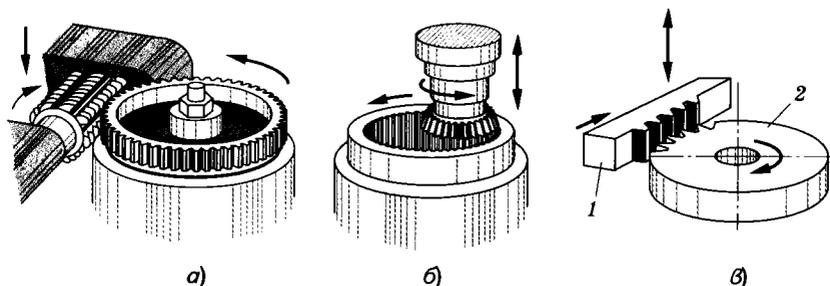


Рис. 5.22

При шлифовании фрезу заменяют шлифовальным кругом соответствующего профиля.

Метод обкатки основан на воспроизведении зацепления зубчатой пары, одним из элементов которой является режущий инструмент — червячная фреза (рис. 5.22, *а*), долбяк (рис. 5.22, *б*) или реечная гребенка (рис. 5.21, *в*). При нарезании зуборезной гребенкой заготовка вращается вокруг своей оси, а инструментальная рейка *1* совершает возвратно-поступательное движение параллельно оси заготовки *2* и поступательное движение параллельно касательной к ободу заготовки. Гребенками нарезают прямозубые и косозубые колеса с большим модулем зацепления. При нарезании червячной фрезой, имеющей в осевом сечении форму инструментальной рейки, заготовка и фреза вращаются вокруг своих осей, обеспечивая непрерывность процесса. Долбяк имеет форму шестерни с режущей кромкой. Он совершает возвратно-поступательное движение вдоль оси заготовки и вращается вместе с заготовкой. Для нарезания цилиндрических колес с внешним расположением зубьев используют фрезу и гребенку, для нарезания колес с внутренним и внешним расположением зубьев — долбяки.

МАТЕРИАЛЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС. Если механическая обработка производится после термической, то твердость зубчатых колес должна быть $HV \leq 350$. Такой материал применяется в мелко-модульных передачах и в передачах с модулем $m \leq 2$. Для уменьшения размеров зубчатых колес (обычно при $m > 2$) необходимо упрочнить рабочую поверхность зуба, что увеличивает допускаемые контактные напряжения. Объемная закалка используется для среднеуглеродистых сталей, например, 40Х, 40ХН и др.) до твердости $HRC_9 > 45...55$. Такая закалка делает сердцевину менее пластичной, что способствует поломке зубьев. У современных зубчатых колес сохраняют вязкую сердцевину, а упрочняют лишь рабочую поверхность зуба термическими (по-

верхностная закалка ТВЧ), химико-термическими методами (цементация и азотирование), методом физического воздействия высоких энергий (лазерная закалка, ионное азотирование) и др. При цементировании сталей 12ХН3А, 18Х2НМА, 15ХФ твердость поверхности 56...62 HRC₃; при азотировании сталей 38Х2Ю, 38Х2МЮА 50...55 HRC₃; при ионном азотировании 80...90 HRC₃; при лазерном упрочнении 56...60 HRC₃; при поверхностном упрочнении рабочей поверхности зуба масса редуктора снижается в 1,5...2 раза и соответственно уменьшаются его габаритные размеры.

ТОЧНОСТЬ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ. В стандарте предусмотрены степени точности зубчатых передач 1...12 (от более точной к наименее точной). Наибольшее распространение имеют точности: 6 — повышенная точность (до $v = 20$ м/с); 7 — нормальная точность (до $v = 12$ м/с); 8 — пониженная точность (до $v = 6$ м/с); 9 — грубая точность (до $v = 3$ м/с). Значения наибольших допустимых скоростей v приведены для прямозубых передач, а для косозубых их необходимо увеличить в ~1,5 раза. Степень точности назначается с учетом условий работы передачи и предъявляемых к ней требованиям.

Степень точности характеризуется следующими основными показателями:

- ▶ нормой кинематической точности колеса, устанавливающей величину полной погрешности угла поворота зубчатых колес за один оборот. Она является важным показателем для высокоточных делительных механизмов;
- ▶ нормой плавности работы колеса, определяющей величину составляющих полной погрешности угла поворота зубчатого колеса, многократно повторяющихся за один оборот передачи. Она связана с неточностью изготовления по шагу и профилю и вызывает дополнительные динамические нагрузки в зацеплении;
- ▶ нормой контакта, характеризующей полноту прилегания боковых поверхностей сопряженных зубьев. Она оценивается следом на рабочей поверхности зуба после контакта с вращающимся колесом, зубья которого смазаны краской (рис. 5.23).

Степень точности должна соответствовать окружной скорости в зацеплении: чем она выше, тем выше должна быть точность передачи. В зависимости от степени точности и размеров на отдельные элементы зацепления и передачи установлены допуски.

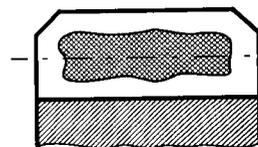


Рис. 5.23

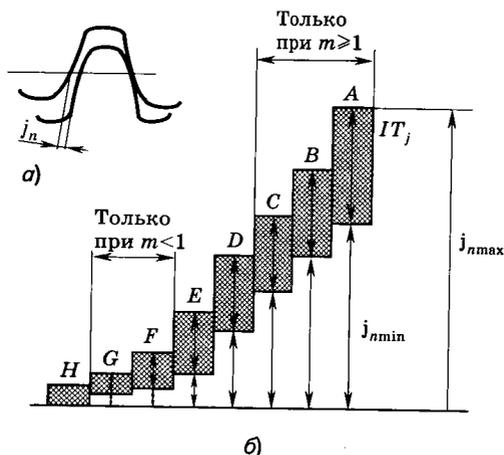


Рис. 5.24

Боковой зазор между зубьями j_n (рис. 5.24, где IT_j — допуск; $j_{n \min}$, $j_{n \max}$ — минимальный и максимальный боковой зазор) должен обеспечивать свободное вращение колес и устранить заклинивание. Он определяется видом сопряжения колес от А до Н. Наибольший зазор у А, а наименьший у Н. Для передач с модулем $m \geq 1$ установлены виды сопряжений А, В, С, D, Е, Н. Обычно используется сопряжение В, а у реверсивных передач С. Для мелкозубчатых передач ($m < 1$) виды сопряжений D, Е, F, G, Н. Чаще используют Е, а в реверсивных передачах F. Допускается применять различные степени точности по отдельным показателям, например при $m \geq 1$ 7-6-7-В (7 — норма кинематической точности, 6 — норма плавности, 7 — норма контакта), а при одинаковой точности по всем показателям (7-7-7-В) записывают 7-В.

ВИДЫ РАЗРУШЕНИЙ ЗУБА. При работе цилиндрических зубчатых передач возможны различные повреждения зубьев колес: механическое и молекулярно-механическое изнашивание, а также поломка зубьев.

Механическое изнашивание. Механическое изнашивание включает:

► **выкрашивание** рабочих поверхностей (рис. 5.25, а). Это наиболее частая причина выхода из строя зубчатых передач, работающих со смазкой. Разрушения носят усталостный характер. Трещины развиваются до выкрашивания в основном на ножке зубьев в местах неровностей, оставшихся после окончательной обработки. В процессе работы от нагружения зуба число ямок растет, и их размеры увеличиваются. Профиль зуба искажает-

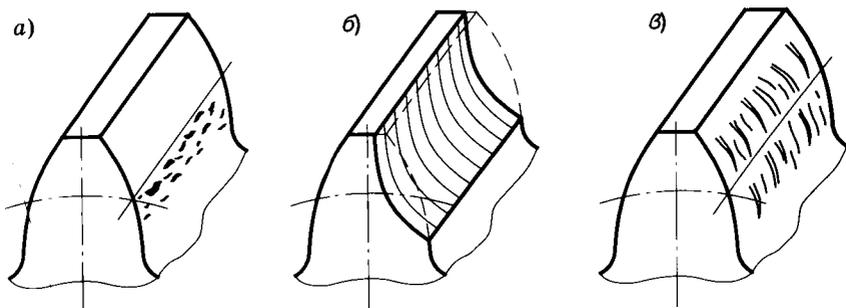


Рис. 5.25

ся, поверхность становится неровной, возрастают динамические нагрузки. Процесс выкрашивания усиливается и рабочая поверхность на ножке зуба разрушается. Опасно прогрессивное выкрашивание — трещины от ямок могут распространяться и поражать всю поверхность ножек. Если смазочный материал отсутствует или его количество незначительно, выкрашивание наблюдается редко, так как образовавшиеся повреждения сглаживаются. Сопротивление выкрашиванию увеличивается с увеличением твердости поверхности зубьев, чистоты обработки и правильным подбором смазочного материала;

► **износ зубьев** (рис. 5.25, б) — изнашивание рабочих поверхностей зубьев, которое возрастает с увеличением контактных напряжений и удельного скольжения. Износ искажает эвольвентный профиль, возрастают динамические нагрузки. Так как наибольшее скольжение происходит в начальных и конечных точках контакта зубьев, то наибольший износ наблюдается на ножках и головках зубьев. Износ сильно увеличивается из-за неровностей на рабочих поверхностях зуба, после обработки, а так же при загрязнении зубчатой передачи абразивными частицами (абразивный износ). Он наблюдается при работе у открытых механизмов. Если неровности меньше толщины масляной пленки, износ уменьшается, а при недостаточной смазке увеличивается. Его можно понизить уменьшением контактных напряжений σ_n , увеличением износостойкости поверхности зубьев (повысить твердость рабочих поверхностей зубьев, правильно выбрать смазочный материал).

Молекулярно-механическое изнашивание. Такое изнашивание проявляется как **заедание** (рис. 5.25, в) при действии высоких давлений в зоне, где нет масляной пленки. Сопряженные поверхности зубьев сцепляются друг с другом настолько сильно, что частицы поверхности более мягкого зуба привариваются к поверхности зуба другого колеса. Образовавшиеся наросты на зубьях нано-

сят на рабочие поверхности других зубьев борозды. Заедание особенно интенсивно в вакууме или когда рабочие поверхности зуба подвергаются высокому давлению. Заедание предупреждают повышением твердости и снижением шероховатости поверхностей, правильным подбором противозадирных масел.

Для предотвращения выкрашивания рабочих поверхностей зубьев нужно проводить расчет передачи на контактную прочность.

Поломка зубьев. Это наиболее опасный вид повреждения. Она носит усталостный характер и обычно отсутствует у зубчатых колес редукторов, когда их рабочие поверхности не упрочнены. Излом зубьев является следствием возникающих в них повторно-переменных напряжений от изгиба при перегрузках. Усталостные трещины образуются у основания зуба на той стороне, где от изгиба возникают наибольшие напряжения растяжения. Излом происходит в сечении у основания зуба.

Поломку предупреждают расчетом на прочность по напряжениям изгиба.

СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ. Приложенную к зубу косозубого колеса силу F можно разложить на три составляющие F_t , F_r , F_a (рис. 5.26):

$$\vec{F} = \vec{F}_t + \vec{F}_r + \vec{F}_a \text{ или } F = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cos \beta},$$

где $F_t = 2T/d$ — окружная сила (T — расчетный вращающий момент на колесе); $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_t$ — радиальная сила; $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$ — осевая сила; α_t , α_n — углы зацепления в торцевом и нормальном сечении.

У прямозубого колеса отсутствует осевая сила, т. е. $F_a = 0$.

РАСЧЕТНЫЕ СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

При передаче нагрузки в зацеплении возникают, кроме статической, дополнительная динамическая составляющая силы, а также имеет место неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба и распределение нагрузки между зубьями. Все изменения в нагрузке

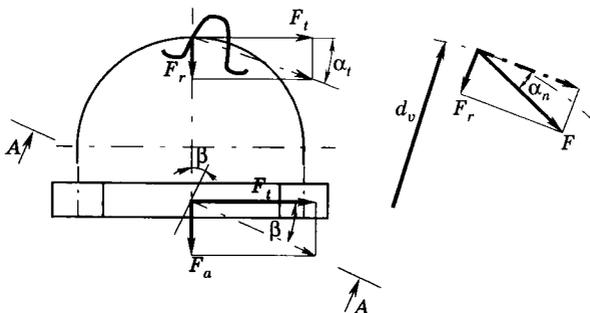


Рис. 5.26

по сравнению с исходной учитывают коэффициенты нагрузки K_H и K_F .

Удельная, окружная, расчетная сила. В расчетах на контактную выносливость w_{Ht} определяется по формуле

$$w_{Ht} = w_t K_H, \quad (5.16)$$

где

$$w_t = F_t / b_w; K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}; \quad (5.17)$$

$K_{H\alpha}$ — коэффициент, учитывающий распределения нагрузки между зубьями; $K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба; K_{Hv} — коэффициент, учитывающий дополнительную динамическую нагрузку.

В расчетах на выносливость при изгибе

$$w_{Ft} = w_t K_F, \quad (5.18)$$

где

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}; \quad (5.19)$$

— коэффициент нагрузки при изгибе; $K_{F\alpha}$ — коэффициент распределения нагрузки между зубьями; $K_{F\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба; K_{Fv} — коэффициент, учитывающий дополнительную динамическую нагрузку на зубья при изгибе.

При работе привода динамические внешние нагрузки увеличивают силы и моменты. В расчетах на прочность необходимо использовать расчетную силу F и расчетный момент T :

$$F = K_{дин} \tilde{F}; T = K_{дин} \tilde{T}, \quad (5.20)$$

где $K_{дин} = 1,05 \dots 2$ — коэффициент динамичности внешней нагрузки; \tilde{F} , \tilde{T} — номинальная сила и вращающий момент.

Удельные окружные динамические нагрузки w_{Hv} , w_{Fv} , действующие на зубья колес, возникают при взаимодействии зубьев в зацеплении из-за неточности изготовления по шагу и их деформации. Эти силы определяют с учетом погрешности зацепления по шагу, зависящей от степени точности по нормам плавности и модуля передачи.

Удельная окружная динамическая нагрузка для цилиндрических передач при расчете на контактную прочность:

$$w_{Hv} = \delta_H g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}} \leq w_v, \quad (5.21)$$

где δ_H — коэффициент, учитывающий твердость рабочих поверхностей и угол наклона зуба (табл. 5.6); g_0 — коэффициент, учитывающий погрешность зацепления по шагу (табл. 5.7); $v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}$ — окружная скорость в зацеплении, м/с; a_w — межосевое расстояние, мм; u — передаточное число зубчатой пары; w_v — предельное значение окружной динамической силы, Н/мм (табл. 5.7).

Таблица 5.6

Твердость рабочих поверхностей зубьев колеса и шестерни	Вид зубьев	δ_H	δ_F
HB \leq 350	Прямые	0,06	0,16
	Косые	0,02	0,06
HB \geq 350	Прямые	0,14	0,16
	Косые	0,04	0,06

Таблица 5.7

Модуль m , мм	Степень точности по нормам плавности ГОСТ 1643—81									
	5		6		7		8		9	
	g_0	w_v	g_0	w_v	g_0	w_v	g_0	w_v	g_0	w_v
До 3,55	2,8	85	3,8	160	4,7	240	5,6	380	7,3	700
Свыше 3,55	3,1	105	4,2	194	5,3	310	6,1	410	8,2	880

В расчетах прочности зубьев на изгиб для цилиндрических передач

$$w_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{a_w / u} \leq w_v \quad (5.22)$$

Величины g_0 , w_v те же, что при проверочном расчете на контактную прочность (табл. 5.7), а значения δ_F приведены в табл. 5.6.

С увеличением степени точности по нормам плавности передачи дополнительные динамические нагрузки снижаются. То же происходит при переходе от прямых зубьев к косым. При повышении твердости зубьев нагрузки можно увеличивать. Отметим, что динамическая нагрузка с увеличением скорости растет, но до определенного предела.

Коэффициенты внутренней динамической нагрузки на зубья. Для расчетов на контактную и изгибную прочность эти коэффициенты определяются по формулам:

$$K_{Hv} = 1 + w_{Hv} / w_t; K_{Fv} = 1 + w_{Fv} / w_t \quad (5.23)$$

где $w_t = F_t / b_w$; F_t — окружная сила в зацеплении; b_w — рабочая ширина зуба.

Коэффициенты $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ учитывают распределение нагрузки между зубьями в расчетах на контактную и изгибную прочность. Эти коэффициенты связаны с погрешностью изготовления. Для прямозубых передач $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$; для косозубых передач $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ зависят от точности зацепления и твердости рабочей поверхности зубьев: $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} > 1$, так как у косозубых передач одновременно в зацеплении находится не менее двух пар зубьев. Без нагруз-

ки у одной из пар появляется зазор, который устраняется при увеличении нагрузки за счет упругих деформаций.

Степень точности	5	6	7	8
$K_{H\alpha}, K_{F\alpha}$ при $HB \leq 350$	1,02	1,06	1,12	1,18
$K_{H\alpha}, K_{F\alpha}$ при $HB > 350$	1,08	1,12	1,22	1,3

Коэффициенты $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ учитывают неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатых венцов, связанной с деформацией валов, опор и с погрешностью их изготовления. Прогибы валов в местах расположения колес приводят к их перекосу и неравномерному распределению нагрузки по линии контакта. Концентрация нагрузки зависит от расположения опор и твердости материала. Значения коэффициентов практически одинаковы при расчете на контактную и изгибную прочность:

$$K_{H\beta} \approx K_{F\beta} = c_{\beta} (1 + c_{\theta} \sqrt{\Psi_{ba}} c_H), \quad (5.24)$$

где $c_{\beta} = 1$ для прямых зубьев, $c_{\beta} = 1,2$ для косых зубьев; c_H — коэффициент относительной твердости контактных поверхностей, учитывающий приработку зубьев:

$$c_H = \sqrt{\frac{HB_1}{600} \frac{HB_2}{600}} = \sqrt{\frac{HRC_{31}}{60} \frac{HRC_{32}}{60}};$$

c_{θ} — коэффициент, учитывающий влияние прогиба вала, на который влияет расположение колес относительно опор:

Расположение колес относительно опор	Симметричное	Несимметричное	Консольное
c_{θ}	0,1	0,3	0,6

Наибольший перекос при нагружении возникает у валов с консольным расположением опор, а наименьший при симметричном.

КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ. Характер сопряжения некоторых деталей машин отличается тем, что передаваемая ими по малой поверхности нагрузка в зоне контакта вызывает высокие напряжения. Контактные напряжения характерны для зубчатых колес и подшипников качения. Контакт бывает точечным (шар на плоскости) и линейным (цилиндр на плоскости). При нагружении происходит деформация и зона контакта расширяется до области, ограниченной кругом, прямоугольником или трапецией, в которой возникают контактные напряжения. При больших контактных напряжениях, превышающих допустимые, на контактной поверхности возможны повреждения поверхностей, которые появляются в виде вмятин, борозд, трещин. Такие повреждения могут возникнуть в зубчатых передачах и у подшипников, контактные напряжения которых изме-

няются во времени по прерывистому циклу. Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения рабочей поверхности зубьев: выкрашивания, износа, заедания. При больших контактных напряжениях статическое нагружение может вызвать пластическую деформацию и появление на поверхности вмятин.

РЕШЕНИЕ КОНТАКТНОЙ ЗАДАЧИ. Решение контактной задачи было получено Г. Герцем. При ее решении использовались следующие допущения: материалы соприкасающихся тел однородны и изотропны, площадка контакта весьма мала, действующие силы направлены нормально к поверхности контакта, нагрузки создают в зоне контакта только упругие деформации и подчиняются закону Гука. В реальных конструкциях соблюдаются не все сформулированные условия, однако экспериментальные исследования подтвердили возможность использования формулы Герца для инженерных расчетов. Рассмотрим контактные напряжения σ_H при сжатии двух цилиндров (рис. 5.27, а). На цилиндры действует удельная нагрузка

$$q = F/b, \quad (5.25)$$

где F — нормальная сила; b — ширина цилиндров.

В зоне контакта на участке шириной l_k наибольшее контактное напряжение определяется (при $\nu_1 \neq \nu_2$) по формуле Герца

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_1E_2}{\pi\rho_{\text{пр}}[E_1(1-\nu_1^2) + E_2(1-\nu_2^2)]}}, \quad (5.26)$$

где $\rho_{\text{пр}}$ — приведенный радиус кривизны для цилиндров с ρ_1 и ρ_2 ; ν — коэффициент Пуассона; E_1, E_2 — модули упругости материалов цилиндров.

Приведенный модуль упругости и радиус

$$E_{\text{пр}} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}; \quad \rho_{\text{пр}} = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2}. \quad (5.27)$$

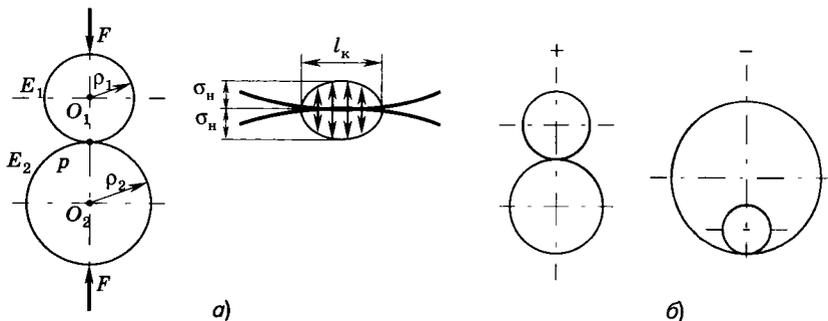


Рис. 5.27

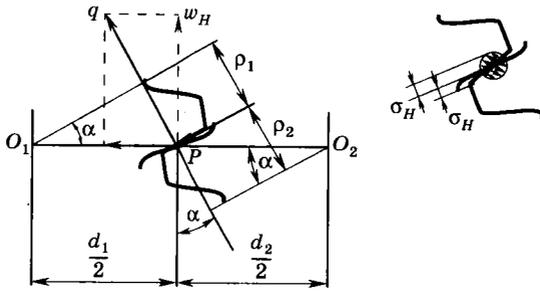


Рис. 5.28

В формуле для $\rho_{\text{пр}}$ знак «+» при контакте двух выпуклых поверхностей; знак «-» для одной вогнутой, а другой выпуклой поверхности (рис. 5.27, б).

Если коэффициенты Пуассона цилиндров равны ($\nu_1 = \nu_2$), то формулу (5.26) можно записать так:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q E_{\text{пр}}}{2\pi \rho_{\text{пр}} (1 - \nu^2)}}. \quad (5.28)$$

где $q = \frac{w_{Ht}}{\cos \alpha}$, w_{Ht} — удельная окружная сила (рис. 5.28).

Формулу (5.28) называют формулой Герца.

Выражения (5.26) или (5.28) используются при выводе формул для контактных напряжений.

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

РАСЧЕТНЫЕ КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ. Для определения наибольших контактных напряжений в качестве исходной принимают формулу Герца (5.28). Подставив в (5.27) значения $\rho_1 = 0,5 d_1 \sin \alpha$, $\rho_2 = 0,5 d_2 \sin \alpha = 0,5 d_1 u \sin \alpha$, получим

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{d_1 u \sin \alpha}{2(u \pm 1)}.$$

Подставив q и $\rho_{\text{пр}}$ в формулу Герца, имеем

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{w_{Ht}(u \pm 1)}{d_1 u}}, \quad (5.29)$$

где Z_H — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления.

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\cos^2 \alpha_i \operatorname{tg} \alpha_i}}.$$

Для прямых зубьев $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos \alpha \sin \alpha}}$ при $\alpha = 20^\circ$, $Z_H = 2,5$;

α_t, α — углы зацепления в торцевой плоскости у косозубых и прямозубых передач; $Z_M = \sqrt{0,17 E_{пр}}$ — коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес. Для стальных зубьев $Z_M = 192 \text{ МПа}^{1/2}$.

В формуле (5.29) знак «+» используется при внешнем зацеплении, а «-» — при внутреннем.

Ниже приведены значения Z_H для косозубых передач:

β°	5	10—15	20—25	30—35
Z_H	2,5	2,4	2,3	2,2

Коэффициент Z_ϵ учитывает суммарную длину контактных линий:

для прямых зубьев $Z_\epsilon = 0,9$, а для косых $Z_\epsilon = \sqrt{1/\epsilon_\alpha}$, где ϵ_α — коэффициент торцевого перекрытия. Коэффициент ϵ_α равен отношению активного участка АВ линии зацепления к окружному шагу (см. рис. 5.17, а). Он определяется количеством зубьев колес, находящихся одновременно в контакте (при $\epsilon_\alpha = 1$ в зацеплении находится одна пара, а при $1 < \epsilon_\alpha < 2$ то одна, то две). Коэффициент ϵ_α влияет на плавность работы передачи. Для прямозубых передач он должен быть больше единицы ($\epsilon_\alpha \geq 1,2$), иначе работа передачи может нарушиться (движение не будет передаваться). Коэффициент ϵ_α можно приближенно определить по формуле

$$\epsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta. \quad (5.30)$$

Здесь знак «+» для внешнего зацепления, а «-» — для внутреннего.

Для расчета косозубых передач можно принять среднее значение $Z_\epsilon \approx 0,8$.

ПРЕДЕЛЬНЫЕ КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ. Кривая выносливости для предельных контактных напряжений в логарифмических координатах приведена на рис. 5.29, где $\sigma_{H \text{ lim}}$ — предельные контактные напряжения за расчетную долговечность для числа циклов переменных нагружений N_{HE} . Кривая выносливости в пределах

$$\sigma_{H \text{ lim } a} \geq \sigma_{H \text{ lim}} \geq \sigma_{H \text{ lim } b} \quad (5.31)$$

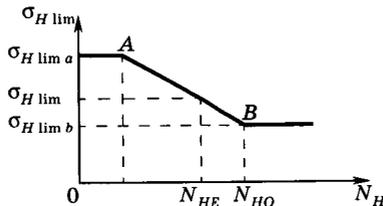


Рис. 5.29

(участок AB) описывается формулой:

$$\sigma_{H \text{ lim}} = \sigma_{H \text{ lim } b} \sqrt[6]{N_{HO}/N_{HE}}, \quad (5.32)$$

где $\sigma_{H \text{ lim } b}$ — предел контактной выносливости при базовом числе циклов нагружений N_{HO} , а $\sigma_{H \text{ lim } a}$ назначается из условия отсутствия пластического течения материала или хрупкого разрушения на рабочей поверхности зуба при $N_{HE} \leq 10^8$. Отметим, что $\sigma_{H \text{ lim } b} > \sigma_{-1}$, а $\sigma_{H \text{ lim } a} > \sigma_T$, что связано с отнулевым циклом нагружения на поверхности зуба и с локальным действием нагрузки. Значения предельных напряжений выбирают по табл. 5.8.

Таблица 5.8

Способ термической и химико-термической обработки зубьев	Средняя твердость поверхностей зубьев	$\sigma_{H \text{ lim } a}$, МПа	$\sigma_{H \text{ lim } b}$, МПа
Нормализация или улучшение	≤ 350 HB	$5,2\sigma_T$	$2\text{HB} + 70$
Объемная и поверхностная закалка	38—55 HRC ₃	40 HRC ₃	17 HRC ₃ + 200
Цементация и закалка	56—62 HRC ₃	42 HRC ₃	23 HRC ₃
Азотирование	550—750 HV	3,6 HV	1050

Твердость материала шестерни делают больше, чем у колеса, на 10—50 HB. Базовое число циклов изменений напряжений для стальных колес определяется по формуле $N_{HO} = 30 \text{ HB}^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7$.

Число циклов изменения контактных напряжений на поверхности зуба $N_{HE} = t_H c n N_{ц.н}$, где t_H — время работы цикла; c — число контактов одной поверхности зуба за один оборот; n — частота вращения, об/мин; $N_{ц.н}$ — число циклов нагружения.

При работе зуба двумя сторонами профиля у реверсивных передач в расчет принимают время $t_H = t_p$ работы во время цикла одной из сторон, где нагрузка больше, так как контактные напряжения действуют лишь вблизи поверхности зуба и нагрузка одной рабочей поверхности не влияет на другую (рис. 5.30, а, где t_p — время нагружения одной

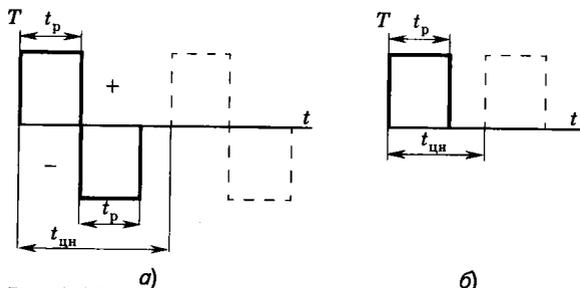


Рис. 5.30

стороной зуба за один цикл; $t_{ц.н}$ — время цикла нагружения), а при вращении в одну сторону t_p — полное время нагружения (рис. 5.30, б). Если задан ресурс T_h , то

$$N_{HE} = 60cpT_h/K. \quad (5.32)$$

При наличии реверса $K = 2$, а при одностороннем вращении $K = 1$.

После определения значений $\sigma_{H \lim a}$, $\sigma_{H \lim b}$, $\sigma_{H \lim}$ их подставляют в неравенство (5.31). Если значение функции $\sigma_{H \lim} > \sigma_{H \lim a}$, то следует принять $\sigma_{H \lim} = \sigma_{H \lim a}$; если $\sigma_{H \lim} < \sigma_{H \lim b}$, то $\sigma_{H \lim} = \sigma_{H \lim b}$. Выбираем из двух значений для шестерни $\sigma_{H \lim 1}$ и колеса $\sigma_{H \lim 2}$ минимальное $\sigma_{H \lim}$.

Допускаемые контактные напряжения определяют по формуле

$$\sigma_{HP} = \sigma_{H \lim} / S_H, \quad (5.33)$$

где $S_H = 1,2 \dots 1,35$ — запас прочности при расчете зуба на контактную прочность. Для механизмов с высокой надежностью следует принимать большие значения S_H .

Условие контактной прочности:

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}. \quad (5.34)$$

Если условие прочности не выполняется и $\sigma_H > \sigma_{HP}$, то при малом отклонении (менее 10%) нагрузки на зуб можно снизить, увеличивая ширину колес: $b_w = \tilde{b}_w (\sigma_H / \sigma_{HP})^2$, где \tilde{b}_w , b_w — первичное и уточненное значение ширины зубчатого венца. При большем отклонении нужно увеличить модуль и повторить расчеты.

ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ ПО КОНТАКТНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ

Из формулы для проверочного расчета по контактным напряжениям (5.29), (5.34), выразив удельную окружную силу через вращающий момент, получаем выражение для приближенного значения межосевого расстояния:

$$\tilde{a}_w \geq 0,82(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 E_{np} K_H}{u \sigma_{HP}^2 \Psi_{ba}}}, \quad (5.35)$$

где T_1 — расчетный вращающий момент на шестерне, Н·мм. В формуле знак «+» для внешнего зацепления, «-» — для внутреннего.

Если оба колеса стальные, $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, то

$$\tilde{a}_w \geq 48,5(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_H}{u \sigma_{HP}^2 \Psi_{ba}}}. \quad (5.36)$$

При проведении проектировочного расчета не известна скорость и поэтому в первом приближении задают $K_{Hv} = 1$. В дальнейшем при проведении проверочного расчета, если K_{Hv} будет отличаться более чем на 20%, то необходимо повторно определить a_w с уточненным значением K_{Hv} , входящим в K_H .

После определения межосевого расстояния определяют приближенно модуль зацепления зубьев по формуле

$$\tilde{m} = 2\tilde{a}_w / (z_1 + z_2) \quad (5.37)$$

и уточняют его до значения m по ГОСТ 9563—80 (табл. 5.9). Затем определяют все геометрические характеристики зубчатых венцов d , d_a , d_f , a_w , b для шестерни и колеса по формулам (5.9)—(5.12).

Таблица 5.9

Ряд	Модули зубьев, мм						
1	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5		
2		0,22	0,28	0,35	0,45		
1		0,6	0,8	1	1,25	1,5	2
2	0,55	0,7	0,9	1,125	1,375	1,75	
1	2,5	3	4	5	6	8	10
2	2,25	2,75	3,75	4,5	5,5	7	9

Обычно ширину зубчатого венца у цилиндрической шестерни делают несколько больше, чем у колеса (для увеличения изгибной прочности зубьев).

Возможен и другой вариант расчета, когда вместо межосевого расстояния из формулы (5.36) определяют делительный диаметр шестерни

$$\tilde{d}_1 = 77,3 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_H u \pm 1}{\sigma_{HP}^2 \Psi_{bd} u}},$$

где $\Psi_{bd} = b_w/d_1 = 0,2 \dots 1$.

Определив \tilde{d}_1 , находят модуль $\tilde{m} = \tilde{d}_1/z_1$, уточняют его до значения m по ГОСТ 9563—80 и определяют все геометрические параметры зубчатых колес.

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ

РАСЧЕТНЫЕ ИЗГИБНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ. Рассмотрим цилиндрическую передачу с прямым зубом. Расчет проводим для предупреждения поломки зубьев. Максимальные напряжения возникают в заделке (у основания зуба), когда сила находится у окружности вершин и передается одной парой зубьев. Зуб будем рассматривать как консольную балку. Самая опасная точка A_1 , так как усталостные трещины и разрушения начинаются с растянутой стороны зубьев. На зуб действу-

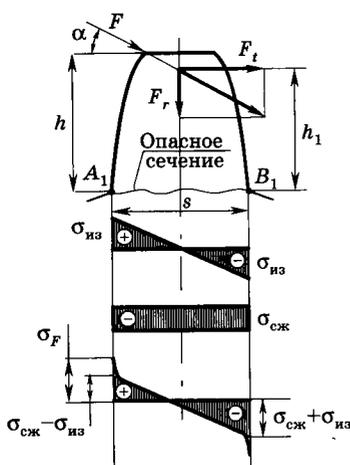


Рис. 5.31

ет в вершине сила F , которую разложим на две составляющие (рис. 5.31):

$$F_t = 2T_1/d_1; \quad F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha.$$

В расчетах используем не номинальные, а расчетные силы, которые определяют, вводя коэффициент K_F ; соответственно получаем нормальные напряжения изгиба в основании зуба от изгибающего момента $M_{из}$ и напряжения сжатия от силы F_r :

$$M_{из} = F_t K_F h_1; \quad F_r = F_t K_F \operatorname{tg} \alpha;$$

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}} = \frac{6F_t K_F h_1}{b s^2};$$

$$\sigma_{сж} = \frac{F_r}{A} = \frac{F_t K_F \operatorname{tg} \alpha}{b s},$$

где $W_{из} = bs^2/6$ — момент сопротивления при изгибе; $A = bs$ — площадь сечения у основания зуба.

В опасной точке A_1 напряжения от изгиба будут равны:

$$\sigma_F = \alpha_\sigma (\sigma_{из} - \sigma_{сж}) = \frac{F_t K_F}{b m} \cdot Y_F; \quad Y_F = \alpha_\sigma \left(\frac{6hm}{s^2} - \frac{m \operatorname{tg} \alpha}{s} \right),$$

где α_σ — теоретический коэффициент концентрации напряжений у основания зуба.

После замены $F_t K_F/b$ на w_{F_t} и введения для косозубых передач коэффициентов Y_β и Y_ϵ формула для σ_F примет вид:

$$\sigma_F = \frac{w_{F_t} Y_F Y_\beta Y_\epsilon}{m}, \quad (5.38)$$

где w_F — удельная окружная сила; Y_ϵ — коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев; Y_β — коэффициент, учитывающий наклон зуба (получен экспериментально); Y_F — коэффициент формы зуба:

для внешнего зацепления

$$Y_F = \frac{z - 4}{0,28z - 1,5};$$

для внутреннего зацепления

$$Y_F = \frac{z + 4}{0,28z + 5,5}. \quad (5.39)$$

При расчете косозубых передач по формуле (5.38) коэффициенты $Y_\epsilon = 1/\epsilon_\alpha$, $Y_\beta = 1 - \beta^\circ/140^\circ$. У прямозубых передач $Y_\epsilon = Y_\beta = 1$.

ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ИЗГИБА ЗУБЬЕВ. Вначале определим предел ограниченной выносливости зубьев на изгиб для отнулевого цикла $\sigma_{F \lim}$. Предельные напряжения изгиба при одностороннем

приложении нагрузки (цикл с коэффициентом асимметрии $R = 0$) для стальных зубчатых колес определяют из неравенства

$$\sigma_{F \text{ lim } a} \geq \sigma_{F \text{ lim}} \geq \sigma_{F \text{ lim } b}, \quad (5.40)$$

где $\sigma_{F \text{ lim } a}$ — максимальные предельные напряжения изгиба, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого разрушения. Такие напряжения соответствуют числу циклов нагружений $N_{FE} \leq 10^3$:

$$\sigma_{F \text{ lim } a} = \sigma_{F \text{ lim } b} Y_{N \text{ max}} \quad (5.40)$$

$$Y_{N \text{ max}} = 2,5 \text{ при } m = 9; Y_{N \text{ max}} = 4 \text{ при } m = 6,$$

$\sigma_{F \text{ lim } b}$ — предел выносливости изгибных напряжений зуба при базовом числе циклов нагружений $4 \cdot 10^6$ и $R = 0$ (зависит от твердости материала и вида термообработки (табл. 5.10).

Для зубчатых колес из стали

$$\sigma_{F \text{ lim } a} = \sigma_{F \text{ lim } b} Y_N = \sigma_{F \text{ lim } b} m \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}}, \quad (5.41)$$

где Y_N — коэффициент долговечности; $m = 9$ для колес цементированных и азотированных с не шлифованной переходной поверхностью у основания зуба; в других случаях $m = 6$; N_{FE} — число циклов нагружений при изгибе. При заданном $N_{ц.н}$ число циклов $N_{FE} = t_{FE} n c N_{ц.н}$, $t_{FE} = 2t_p$ (см. рис. 5.30, а) или $t_{FE} = t_p$ (см. рис. 5.30, б); при заданном ресурсе T_h число циклов $N_{FE} = 60 c n T_h$.

Таблица 5.10

Вид термической или химической обработки	Марки сталей	Твердость		$\sigma_{F \text{ lim } b}$, МПа
		на поверхности	в сердцевине	
Нормализация или улучшение	40, 45, 40X, 40XH	180...350 HB		1,75HB
Объемная закалка	40XФА, 40XH2M	45...55 HRC ₃		600
Поверхностная закалка ТВЧ	40X, 40XH, 35XM, 60X	48...62 HRC ₃	27...35 HRC ₃	700
Цементация	12XH3A, 20XH2M	57...63 HRC ₃	30...45 HRC ₃	950
Азотирование	38X2Ю, 38X2МЮА	58...62 HRC ₃	24...40 HRC ₃	90 + 12 HRC ₃ сердцевинны

Допускаемое напряжение в опасном сечении A_1B_1 определяется по формуле

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \text{ lim } 1,2} Y_R}{S_F} Y_A, \quad (5.42)$$

где Y_R — коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности у корня зуба ($Y_R = 1$ при не шлифованных зубьях; $Y_R = 1,05 \dots 1,1$ при шлифованных зубьях); Y_A — коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки (при одностороннем вращении $Y_A = 1$ и при реверсе для цементированных и азотированных стале $Y_A = 0,75$; в других случаях $Y_A = 0,65$); S_F — коэффициент запаса прочности при изгибе ($S_F = 1,55 \dots 1,75$).

Для получения вероятности безотказной работы передачи $P > 0,99$ нужно принимать $S_F = 1,75$.

Проверочное условие прочности на изгиб

$$\sigma_{F1} \leq \sigma_{FP1}; \sigma_{F2} \leq \sigma_{FP2}. \quad (5.43)$$

Проверка проводится отдельно для шестерни 1 и колеса 2.

ПОРЯДОК РАСЧЕТА ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ. Кинематическая схема, передаточное число u_{12} и число зубьев z_1, z_2 ; номинальный вращающий момент на ведущем валу T_1 ; коэффициент динамичности $K_{дин}$; частота вращения ведущего вала n_1 ; график нагружения (циклограмма); гарантийная наработка T (ресурс) в часах или в числе циклов нагружения; условия эксплуатации (интервал температур, наличие вибраций, внешние нагрузки и т. д.).

ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ. Проектировочный расчет выполняют в следующей последовательности:

- ▶ выбирают материал и твердость зубчатых колес;
- ▶ выбирают относительную ширину зуба ψ_{ba} , степень точности зацепления и форму зуба (прямые или с углом наклона $8^\circ \leq \beta \leq 15^\circ$);
- ▶ определяют предельные $\sigma_{H \lim}$ (5.32) и допускаемые контактные напряжения σ_{HP} на рабочей поверхности зуба (5.33);
- ▶ вычисляют коэффициенты $K_{H\alpha}, K_{H\beta}$ (5.24) и коэффициент нагрузки K_H (5.17);
- ▶ находят приближенное значение межосевого расстояния \tilde{a}_w (5.36);
- ▶ вычисляют модуль m (5.37) и согласовывают его с ГОСТ 9563—80 (табл. 5.9);
- ▶ определяют межосевое расстояние a_w и основные размеры зубчатых венцов колес d, d_a, d_f, b_w (5.9)—(5.12).

Проверочный расчет. При проведении расчета

- ▶ определяют удельные окружные динамические силы (5.21), (5.22), вычисляют коэффициенты K_{Hv}, K_{Fv} (5.23) и уточняют коэффициенты нагрузки K_H, K_F (5.17), (5.18);
- ▶ определяют расчетные контактные напряжения σ_H (5.29) и проверяют на контактную прочность: $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$ (5.34);

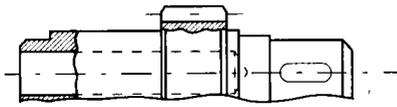


Рис. 5.32

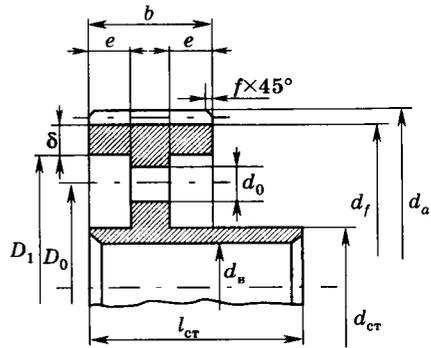


Рис. 5.33

► определяют расчетные σ_F (5.38) и допускаемые σ_{FP} изгибные напряжения (5.42), проверяют на изгибную прочность зубья шестерни и колеса $\sigma_{Fi} \leq \sigma_{FPi}$, $i = 1, 2$ (5.43).

КОНСТРУКЦИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС. Зубчатые колеса изготовляют из круглого проката (прутка) и заготовок, получаемых ковкой, штамповкой и литьем. Шестерня изготовляется заодно с валом (вал — шестерня), если ее диаметр близок к диаметру вала. Зубья нарезают на выступающем венце (рис. 5.32). При диаметре венца, большем или равном диаметру вала, зубья углубляются в тело вала частично или полностью. Цилиндрические зубчатые колеса, насаживаемые на вал, можно выполнять со ступицей и в виде сплошного диска, где заготовка выполнена штамповкой или точением (рис. 5.33). Для соединения колес с валом используется шпоночное или шлицевое (зубчатое) соединение. При большом диаметре колеса $d/d_b \geq 5$ в диске делают 4—6 отверстий диаметром d_0 , что снижает его массу. Кроме размеров зубчатого венца, определяемых расчетным путем, можно использовать следующие рекомендации по выбору размеров других элементов цилиндрического зубчатого колеса (рис. 5.33): $l_{ст} = (0,7 \dots 1,7)d_b$; $d_{ст} = (1,35 \dots 1,55)d_b$; $\delta = (2 \dots 3)m$; $D_0 = (d_a + d_{ст})/2$; $d_0 = (D_1 - d_{ст})/(3 \dots 4)$; $e = (0,3 \dots 0,4)b$; $D_1 = d_f - 2\delta$; $f = (0,3 \dots 0,5)m$.

Конструкции цилиндрических зубчатых редукторов см. на рис. 5.8 и 5.9.

5.4.2. Конические зубчатые передачи

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ. Конические зубчатые передачи используются для передачи вращения между валами с пересекающимися осями. Назначение конических зубчатых передач — изменить меж-

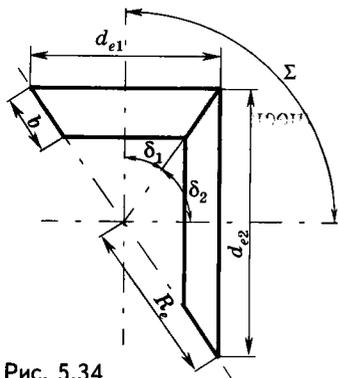


Рис. 5.34

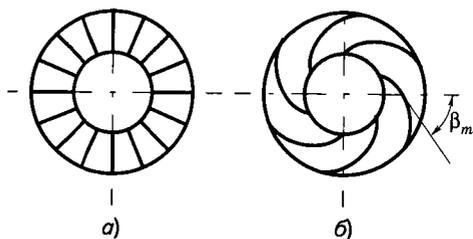


Рис. 5.35

осевой угол расположения валов, что может сочетаться с изменением угловых скоростей и моментов. Межосевой угол Σ обычно равен 90°

(рис. 5.34). Такие передачи называются **ортогональными**. Реже используются передачи с другими углами ($10^\circ \leq \Sigma < 180^\circ$) из-за сложности изготовления корпусных деталей. КПД конических и цилиндрических передач примерно одинаков и равен $\eta = 0,95 \dots 0,97$.

Достоинства конических зубчатых передач аналогичны цилиндрическим.

Недостатки: сложность в изготовлении (нужно выдерживать допуски на углы Σ , δ) и монтаже из-за необходимости точной фиксации осевого положения (нужно обеспечить совпадение вершин конусов, что требует регулировки положения колес вдоль осей); для изготовления конических колес требуются специальные сложные станки; большая масса и габаритные размеры, чем у цилиндрических передач; высокая стоимость; наличие осевых сил. Учитывая сложность изготовления, сборки и высокую стоимость, конические передачи нецелесообразно использовать для изменения частоты вращения (обычно не более $u_{\max} = 5$), а лишь для изменения положения валов (межосевого угла).

КИНЕМАТИКА И ГЕОМЕТРИЯ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ. Передаточное отношение для конической ортогональной ($\Sigma = 90^\circ$) передачи (рис. 5.34)

$$i = n_1/n_2 = d_{e2}/d_{e1} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1;$$

$$\sin \delta_1 = \cos \delta_2 = 1/\sqrt{u_{12} + 1}, \quad (5.44)$$

где $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$; d_{e1} и d_{e2} — внешний диаметр делительной окружности шестерни и колеса; δ_1 и δ_2 — углы делительного конуса шестерни и колеса.

Наиболее распространены конические зубчатые передачи с прямым (рис. 5.35, а) и круговым зубом (рис. 5.35, б). Послед-

ние обычно используются при окружной скорости более 3 м/с. В конических передачах вместо начальных и делительных цилиндров их функции выполняют начальные и делительные конусы. На рис. 5.34 приведена схема конической передачи, а на рис. 5.36 — прямозубое коническое колесо, где Σ — межосевой угол; R_e — внешнее конусное расстояние; δ — угол делительного конуса; δ_a — угол конуса вершин; δ_f — угол конуса впадин.

Рассмотрим геометрические параметры передачи с $\Sigma = 90^\circ$ и коэффициентом смещения $x = 0$.

Среднее конусное расстояние используется в расчетах прочности: $R_m = R_e - 0,5b$, ширина зубчатого венца $b \leq 0,37R_e$; высота ножки, головки и полная высота зуба во внешнем торцевом сечении соответственно:

$$h_{fe} = 1,2m_{te}; \quad h_{ae} = m_{te}; \quad h_e = 2,2m_{te};$$

угол ножки (головки) зуба

$$\Theta = \arctg(h_{fe}/R_e);$$

угол конуса вершин и впадин

$$\delta_a = \delta + \Theta; \quad \delta_f = \delta - \Theta; \quad (5.45)$$

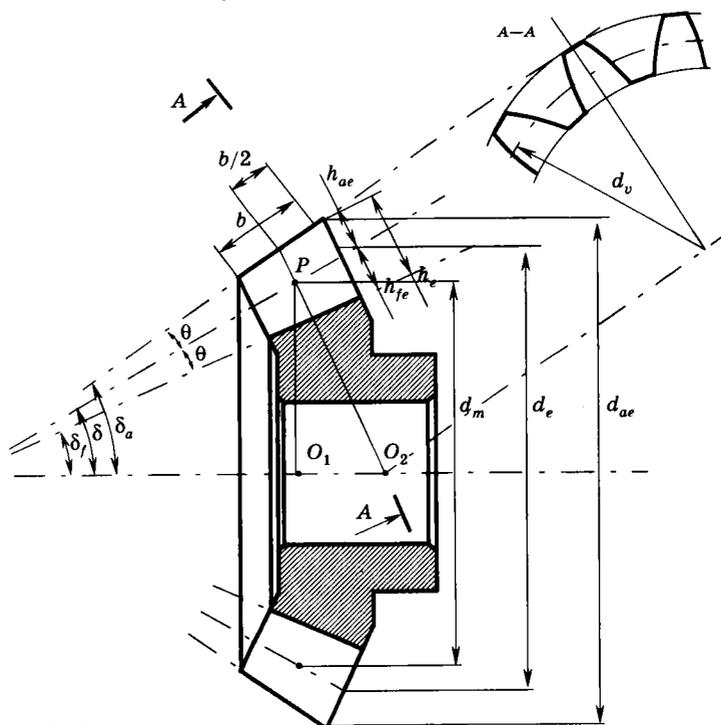


Рис. 5.36

внешний и средний диаметры делительной окружности

$$d_e = m_{te}z; \quad d_m = d_e(1 - 0,5 \psi_{bR}), \quad (5.46)$$

где $\psi_{bR} = b/R_e$ — относительная ширина зубчатого венца;

внешний диаметр вершин зубьев:

$$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta. \quad (5.47)$$

Основные размеры, имеющие индекс e , задают на внешнем торце конических колес, где их удобно измерить. Они называются внешними. Для конических колес с прямым зубом принимается стандартное значение внешнего окружного модуля m_{te} , а для круговых — нормальный модуль в среднем сечении m_m на середине ширины зуба. Соотношение между ними следующее:

$$m_{te} = m_m / [(1 - 0,5 \psi_{bR}) \cos \beta_m].$$

У круговых зубьев преимущественно используют угол наклона зуба $\beta_m = 35^\circ$ на среднем диаметре (см. рис. 5.35, б). В прямозубых конических передачах зубья понижаются и сужаются от торца к центру. Вершина делительного и внутреннего конусов совпадают. У колес с круговыми зубьями ширина внутреннего конуса имеет такое положение, что ширина дна постоянна, а толщина зуба по делительному конусу увеличивается с удалением от вершины. Эта форма более технологична, так как инструмент обрабатывает сразу весь профиль зуба. В этом случае вершины конусов впадин и вершины делительных конусов не совпадают.

Минимальное число зубьев конической шестерни z_1 принимают при твердости рабочей поверхности более 45 HRC_s — 12...17; при твердости рабочей поверхности от 350 HB до 45 HRC_s — 16...22; при твердости рабочей поверхности 350 HB — 19...27 (большее значение при $u = 1$, а меньшее при $u = 5$). С увеличением d_e число зубьев также увеличивают. Суммарное число зубьев двух колес $z_\Sigma = 20... 100$.

Из треугольника O_1PO_2 (см. рис. 5.36) определим для конических прямозубых передач параметры эквивалентных прямозубых цилиндрических колес:

$$\begin{aligned} d_{v1} &= d_{m1} / \cos \delta_1; & d_{v2} &= d_{m2} / \cos \delta_2; \\ z_{v1} &= z_1 / \cos \delta_1; & z_{v2} &= z_2 / \cos \delta_2, \end{aligned} \quad (5.48)$$

где d_{vi} , z_{vi} — диаметр делительной окружности и число зубьев эквивалентного колеса.

СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА КОНИЧЕСКИЕ КОЛЕСА. Силы от прямозубого конического колеса, действующие на вал, приложены одна перпендикулярно оси F_{r1} , а другая параллельно F_{a1} , кото-

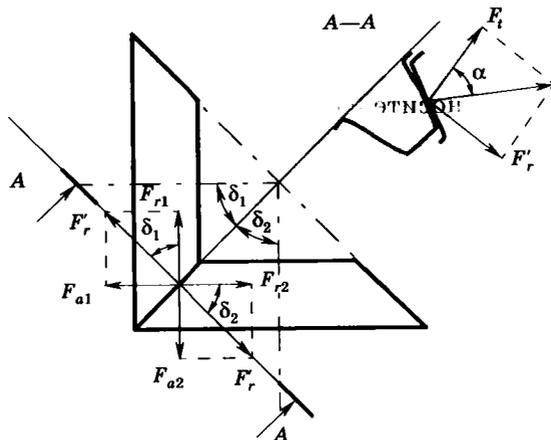


Рис. 5.37

рая нагружает вал изгибающим моментом (рис. 5.37). На конические колеса прямозубой конической передачи действуют силы:

$$\text{окружная } F_t = 2T_1/d_{m1}; \quad F'_r = F_t \operatorname{tg} \alpha;$$

составляющие силы F'_r :

$$\text{осевая } F_{a1} = F'_r \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1;$$

$$\text{радиальная } F_{r1} = F'_r \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1.$$

Из рис. 5.37 видно, что при $\Sigma = 90^\circ$

$$-F_{r2} = F_{a1}; \quad F_{a2} = -F_{r1}.$$

ПОРЯДОК РАСЧЕТА ПРЯМОЗУБОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ПРОЧНОСТЬ

При проектировочном расчете из условия контактной прочности зубьев определяют приближенное значение внешнего конусного расстояния для прямозубой передачи

$$R_e \geq \sqrt{u^2 + 1} \sqrt[3]{\frac{T_1 E_{\text{пр}} K_H}{0,85 u \sigma_{\text{HP}}^2 \Psi_{bR} (1 - 0,5 \Psi_{bR})^2}}, \quad (5.49)$$

где $E_{\text{пр}}$ — приведенный модуль упругости материала колес.

Значения коэффициента нагрузки K_H и допускаемых контактных напряжений σ_{HP} определяют аналогично цилиндрическим зубчатым передачам.

Торцевой модуль при $\Sigma = 90^\circ$ определяют по формуле $m_{te} = \frac{2R_e}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}$ и округляют его до величины m_{te} по ГОСТу (см. табл. 5.9 на с. 253).

После уточнения модуля вычисляют $R_e = 0,5m_{te}\sqrt{z_1^2 + z_2^2}$, а затем $b = \psi_{bR}R_e$. Геометрические параметры прямоугольной конической передачи находят по формулам (5.44)—(5.48) и проводят проверочные расчеты зубьев на контактную и изгибную прочность.

Проверочный расчет на контактную прочность. После условной замены конических колес на эквивалентные цилиндрические с геометрическими характеристиками в среднем сечении определяют расчетные контактные напряжения

$$\sigma_H = Z_H Z_M \sqrt{\frac{w_{Ht} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 d_{m1} u}} \quad (5.50)$$

Коэффициент 0,85 получен экспериментально при сравнении нагрузочной способности конических колес с цилиндрическими. Параметры Z_M и Z_H определяют по тем же зависимостям, что и для цилиндрических колес.

Удельная окружная нагрузка при расчете контактных напряжений аналогична (5.16):

$$w_{Ht} = w_t K_H,$$

где $w_t = 2T_1/(d_{m1} b_w)$; $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}$; $K_{Hv} = 1 + w_{Hv}/w_t$ — коэффициент, учитывающий дополнительную динамическую нагрузку; $w_{Hv} = \delta_H g_0 v_m \sqrt{\frac{d_{m1}(u+1)}{2u}} \leq w_v$ — дополнительная динамическая нагрузка;

$v_m = \pi d_{m1} n_1 / 60 \cdot 10^3$; v_m — окружная скорость в среднем сечении, м/с.

Условие контактной прочности зубьев:

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}, \quad (5.51)$$

где σ_{HP} — допускаемые контактные напряжения (находятся так же, как и для цилиндрических зубчатых передач).

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ НА ИЗГИБНУЮ ПРОЧНОСТЬ ПРОВОДЯТ ДЛЯ ОБОИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС. Изгибные напряжения для прямоугольной шестерни 1 и колеса 2 при ($\beta = 0$):

$$\sigma_{Fi} = Y_{Fi} w_{Fi} / (0,85 m_m), \quad i = 1, 2. \quad (5.52)$$

Удельная окружная нагрузка при расчетах зуба на изгиб аналогична (5.19):

$$w_{Fi} = w_t K_F; \quad K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}; \quad K_{Fv} = 1 + w_{Fv}/w_t,$$

где $w_{Fv} = \delta_F g_0 v_m \sqrt{\frac{d_{m1}(u+1)}{2u}} \leq w_v$.

Параметры $\sigma_{F \lim i}$, Y_R , Y_A , Y_F рассчитывают также, как для цилиндрической зубчатой передачи, причем при определении Y_F берут число зубьев эквивалентного колеса по формуле (5.48); значение пара-

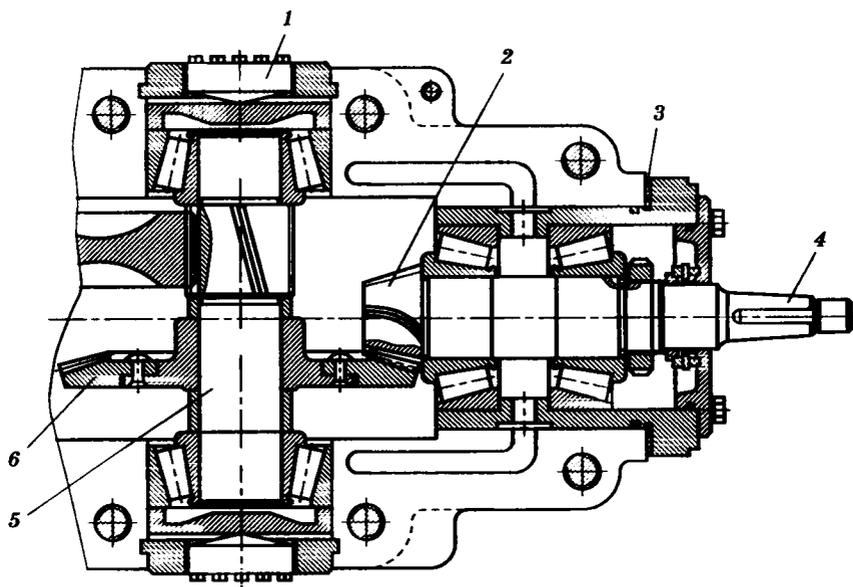


Рис. 5.38

метров δ_H , δ_F , g_0 , w_d выбирают из табл. 5.6, 5.7 на с. 246. Допускаемые напряжения при изгибе

$$\sigma_{Fpi} = \frac{\sigma_{Flim} Y_R Y_A}{S_F}, \quad i = 1, 2. \quad (5.53)$$

Условие изгибной прочности для шестерни 1 и колеса 2

$$\sigma_{Fi} < \sigma_{Fpi}, \quad i = 1, 2, \quad (5.54)$$

где σ_{Fp} — допускаемые напряжения при расчете изгибной прочности зубьев.

КОНСТРУКЦИИ РЕДУКТОРА. Редуктор с конической передачей приведен на рис. 5.38, где предусмотрена осевая регулировка обоих колес 2 и 6. Она обеспечивается изменением толщины регулировочной шайбы 3 и с помощью двух винтов 1. В результате регулировки обеспечивается точная фиксация осевого положения зубчатых колес. Вал 5 закреплен на двух опорах, а шестерня 2 установлена консольно на вале 4.

5.4.3. Планетарные передачи

Планетарными называются передачи, имеющие зубчатые колеса с перемещающимися геометрическими осями. Движение этих колес, называемых сателлитами, сходно с движением планет вокруг Солнца. Поэтому эти передачи получили название пла-

нетарные. Оси сателлитов g закреплены на подвижном звене — водиле h и вращаются вместе с ним вокруг центральной оси O . Сателлиты обкатываются по центральным колесам a и b , имеющим внешнее и внутреннее зацепление. Центральные колеса называют солнечным a и опорным b (рис. 5.39, a); $\omega_a, \omega_g, \omega_h$ — угловые частоты вращения центрального колеса, сателлита и водила, z_a, z_g, z_h — числа их зубьев.

Механизмы с планетарными передачами могут использоваться как дифференциалы, когда все звенья подвижны. Они имеют две степени подвижности. Например, дифференциал у автомобилей, в котором цилиндрические колеса заменены на конические (рис. 5.39, b). Возможно сложение и разложение движений, когда частоты вращения валов и закрепленных на них колес K различны, что необходимо при поворотах автомобиля. Наиболее распространены передачи, в которых одно из центральных колес закреплено; тогда механизм обладает лишь одной степенью подвижности. Планетарные передачи относятся к передачам соосной схемы и обычно являются многопоточными (двух или трех, в зависимости от количества сателлитов), благодаря чему снижаются нагрузки на зубья и уменьшаются размеры колес.

Преимущества планетарных передач при наличии двух и более сателлитов: меньшие габаритные размеры и масса, так как вращающий момент передается по нескольким потокам; большие передаточные числа в одной ступени; меньшие поперечные силы действуют на валы.

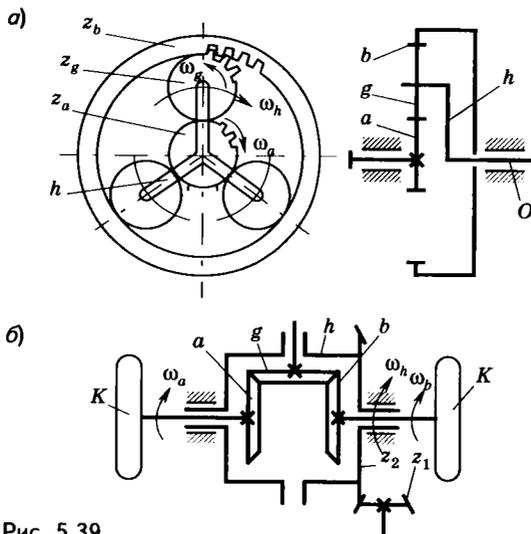


Рис. 5.39

Недостатки: повышенная точность изготовления и сборки (не ниже седьмой степени точности, а лучше шестой и даже пятой; при больших передаточных числах снижается КПД).

Планетарные передачи широко применяются на транспорте, в станкостроении, приборостроении и других отраслях промышленности. Разработано большое число схем планетарных передач. Рассмотрим схемы наиболее распространенных передач $2K-h$ (обозначение $2K$ определяет наличие двух центральных колес a и b и водила h), изображенных в табл. 5.11.

Таблица 5.11

Номер схемы	Схемы передач	Передаточное число	КПД
1		$u_{ah}^b = \frac{n_a}{n_h} = 1 + \frac{z_b}{z_a}$ $u_{ah}^b = 3 \dots 12$	$\eta_{ah}^b = 0,96 \dots 0,98$
2		$u_{ah_2}^b = 16 \dots 120$	$\eta_{ah_2}^b = 0,92 \dots 0,96$
3		$u_{ah}^b = \frac{n_a}{n_h} = 1 + \frac{z_b z_g}{z_f z_a}$ $u_{ah}^b = 8 \dots 16$	$\eta_{ah}^b = 0,96 \dots 0,97$

Схема 1 представляет собой простейшую одноступенчатую передачу. Такая передача наиболее распространена благодаря высокому КПД и технологичности. Схема 2 используется при больших передаточных числах. Она включает две ступени, каждая из которых выполнена по схеме 1. Возможно также использовать передачи и с большим числом ступеней. Схема 3 близка к схеме 1, но на водиле установлен блок с двухрядным сателлитом. Эта передача более сложная и требует изготовления с повышенной точностью. Масса этой передачи меньше передачи, выполненной по схеме 1.

В обозначении передаточных чисел верхний индекс обозначает остановленное звено, а нижний указывает на передачу вращения от ведущего звена к ведомому. Например, u_{ah}^b — передаточное число от ведущего колеса a к водилу h при остановленном колесе b .

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ. Кинематический расчет планетарной передачи при заданном передаточном числе и выбранной кинематической схеме (см. табл. 5.11) сводится к подбору числа зубьев колес. При этом необходимо соблюдать три условия: соосности, соседства и собираемости. Рассмотрим эти условия для планетарной передачи, выполненной по схеме 1.

► Условие соосности необходимо для того, чтобы оси центральных колес совпадали с осью вращения водила. Для этого межосевые расстояния a_w колес a и g и колес g и b должны быть равны:

$$0,5m(z_a + z_g) = 0,5m(z_b - z_g). \quad (5.55)$$

► Выполнение условия соседства нужно для того, чтобы при установке сателлитов их зубья не задевали друг друга. Выполнение условия можно контролировать выражением

$$(z_a + z_g) \sin \frac{\pi}{n_c} > z_g + 2. \quad (5.56)$$

► Условие собираемости требует совпадения зубьев всех сателлитов с промежутками между зубьями центральных колес. Выполнение этого условия необходимо для обеспечения сборки при наличии нескольких сателлитов:

$$(z_a + z_g)/n_c = \text{Ц}, \quad (5.57)$$

где n_c — число сателлитов; Ц — любое целое число.

Особенности конструкции планетарной передачи влияют на распределение нагрузки между сателлитами. В идеальной конструкции с несколькими сателлитами они равны. В реальной передаче из-за погрешностей изготовления силы распределены неравномерно. Для выравнивания нагрузки используются конструктивные мероприятия: одно из центральных колес делают плавающим, что реализуется соединением их с валом или корпусом с помощью зубчатых муфт. Неравномерное распределение нагрузки между сателлитами учитывается коэффициентом K_c . При наличии механизма выравнивания $K_c = 1,1 \dots 1,2$, а при отсутствии $K_c = 1,5 \dots 2$.

Если вращающий момент на солнечном колесе T_a , то его доля в зацеплении с одним сателлитом T_1 и окружная сила F_1 равны:

$$T_1 = T_a K_c / n_c; \quad F_1 = 2T_1 / d_a. \quad (5.58)$$

Расчет планетарной передачи для внутреннего и наружного зацепления сателлита выполняют по формулам для цилиндрических передач. Так как внутреннее зацепление прочнее наружного, то при одинаковых материалах колес рассчитывают прочность лишь наружного

зацепления колес a и g . При определении числа циклов нагружения зубьев задают для солнечного колеса $n = n_a - n_h$, а для сателлита $n = n_g - n_h$.

5.4.4. Волновые передачи

Волновая передача основана на принципе преобразования параметров движения вследствие волнового деформирования одного из звеньев. Наиболее распространены передачи с гибким цилиндрическим колесом.

Преимущества: волновые передачи по сравнению с другими зубчатыми передачами имеют малую массу и габаритные размеры, большие передаточные числа $u = 80 \dots 300$, высокую кинематическую точность, малые нагрузки на валы, возможность передачи движения в герметизированное пространство и наоборот без дополнительных уплотнений.

Недостаток: сложность конструкции и изготовления податливого гибкого колеса.

Малая масса, габаритные размеры и высокая точность волновой передачи достигается благодаря наличию нескольких зон зацеплений и большого числа зубьев (20—40% при нагрузке), передающих вращающий момент. Поэтому на каждый зуб действует меньшая сила и его прочность обеспечивается при малых размерах. Коэффициент полезного действия волновой передачи 0,8—0,9 близок к КПД планетарных и многоступенчатых цилиндрических передач.

Благодаря своим преимуществам волновая передача широко применяется в химической, атомной и космической технике. Например, на американском луноходе *LRV* успешно использовалась герметичная волновая передача.

Волновая передача, изображенная на рис. 5.40, состоит из трех основных звеньев: генератора волн h , гибкого g и жесткого

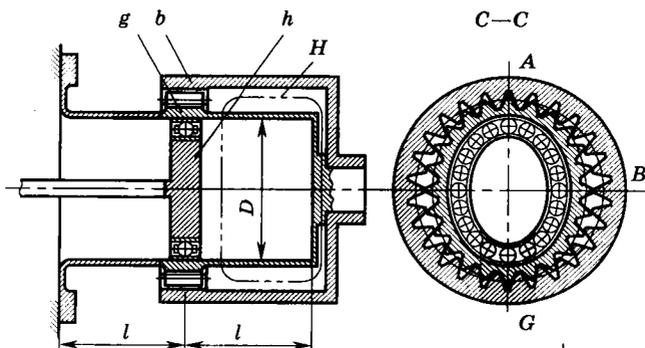


Рис. 5.40

колеса b . Зубчатый венец гибкого колеса деформируется генератором волн и входит в зацепление с жестким колесом в зонах, расположенных у точек A и G . Гибкое колесо в герметичной волновой передаче изготавливается в виде стакана с фланцем. Зубчатый венец на гибком колесе нарезан снаружи в середине стакана. Стенка стакана имеет малую толщину, что позволяет ему легко деформироваться при воздействии вставленного внутрь генератора волн. Двухволновой генератор волн состоит из профилированного кулачка с гибким подшипником. Наружный размер генератора по оси AG (большая ось генератора) больше внутреннего диаметра цилиндра гибкого колеса на $2w_0$. При установке генератора внутри гибкого колеса увеличивается делительный диаметр гибкого колеса по большой оси на величину

$$d_b - d_g = 2w_0,$$

где d_b, d_g — делительные диаметры жесткого и гибкого колес.

Радиальное перемещение жесткого колеса w_{0b} должно быть меньше в 20—50 раз и более, чем гибкого:

$$w_{0b} \leq (0,05 \dots 0,02)w_0.$$

При малой жесткости генератора и колеса возможно проскакивание и движение не передается ведомому колесу. При вращении генератора волн происходит перемещение волны деформации по окружности гибкого колеса. Любая точка цилиндрической поверхности гибкого колеса перемещается и совершает у двухволновой передачи два колебания за один оборот генератора волн. При вращении генератора две волны бегут по окружности гибкого колеса независимо от скорости его вращения. В точках A и G зубья гибкого колеса зацепляются по всей рабочей высоте, а в точках B и E находятся на некотором расстоянии друг от друга. За один оборот генератора волн зоны зацепления зубьев также совершают один оборот, в результате чего происходит поворот одного колеса относительно другого на число угловых шагов, равное разности их чисел зубьев.

Если три основных звена волновой зубчатой передачи вращаются, то она имеет две степени подвижности и называется *дифференциалом*. Чаще используются волновые передачи, в которых одно из звеньев (гибкое или жесткое колесо) остановлено; в этом случае механизм имеет одну степень подвижности.

КИНЕМАТИКА ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ. Передаточное отношение волновой передачи

$$i = \frac{z_b}{z_b - z_n},$$

где z_n, z_b — числа зубьев неподвижного и ведомого колес.

При неподвижном гибком колесе ($n_g = 0$)

$$i_{hb}^g = \frac{z_b}{z_b - z_g}, \quad (5.59)$$

а при неподвижном жестком колесе ($n_b = 0$)

$$i_{hb}^g = -\frac{z_g}{z_b - z_g}. \quad (5.60)$$

Задавая передаточное отношение i и принимая число волн

$$U = z_b - z_g, \quad (5.61)$$

определяют число зубьев гибкого и жесткого колеса.

При $U = 2$ за один полный оборот генератора происходит относительный поворот колес на два угловых шага. При $n_g = 0$ направление вращения генератора волн и жесткого колеса совпадает, а при $n_b = 0$ их вращение противоположно.

ГЕОМЕТРИЯ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ. При проектном расчете на усталостную прочность диаметр d_g гибкого колеса можно определить по приближенной формуле при неподвижном гибком колесе:

$$d_g = \sqrt[3]{\frac{0,456 T_2}{\left(\frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma S_\sigma} - \frac{3 E Y_z \Psi_{\delta d}}{i_{hb}^g}\right) \Psi_{bd} \Psi_{\delta d}}}, \quad (5.62)$$

где $T_2 = K_{\text{дин}} i_{nb}^g T_h \eta$; T_2, T_h — вращающие моменты на выходном валу и генераторе волн, Н·мм; η — КПД волновой передачи; σ_{-1} — предел выносливости материала колеса, МПа; $K_\sigma = 1,8 \dots 2$ — эффективный коэффициент концентрации напряжений у корня зуба; $S_\sigma = 1,3 \dots 1,7$ — коэффициент запаса прочности; $Y_z = 1,35 \dots 1,5$ — коэффициент влияния зубчатого венца на прочность гибкого колеса; $\Psi_{\delta d} = \delta/d = 0,012 \dots 0,014$ — коэффициент толщины гибкого колеса; $\Psi_{bd} = b/d = 0,15 \dots 0,2$ — коэффициент ширины зубчатого венца.

При неподвижном жестком колесе в формуле (5.62) следует заменить i_{hb}^g на i_{hg}^b .

Определив диаметр d_g и число зубьев z_g гибкого колеса, находят модуль $m = d_g/z_g$ и уточняют его по ГОСТу. Геометрические параметры выбирают в соответствии со следующими рекомендациями (рис. 5.4): радиальная деформация $w_0 = (1,05 \dots 1,2)m$, коэффициент смещения $x_g = 3 \dots 4$, высоту зубьев $h_g = (1,5 \dots 1,8)m$, глубину захода $h_d = (1,3 \dots 1,5)m$, толщину стенок гибкого колеса $h_1 = (0,005 \dots 0,015)d_g$.

Затем вычисляют коэффициент смещения жесткого колеса $x_b = x_g - (m - w_0)/m$, диаметры окружностей впадин и вершин

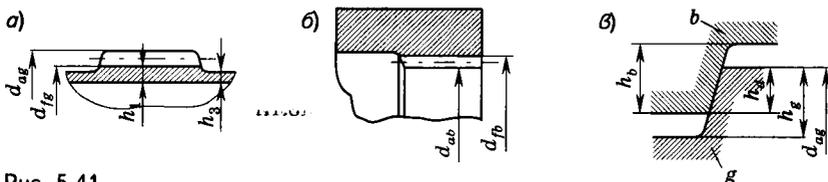


Рис. 5.41

ны гибкого колеса $d_{fg} = m(z_g - 2h_{a0}^* + 2x_g)$, $d_{ag} = d_{fg} + 2h_g$ (рис. 5.41, а), диаметры окружностей впадин и вершины жесткого колеса $d_{ab} = d_{ag} - 2w_0 - 2h_d$, $d_{fb} = d_{ab} - 2h_b$ (рис. 5.41, б); h_{a0}^* — коэффициент высоты головки зуба ($h_{a0}^* = 1,5$ при $m \leq 0,5$; $h_{a0}^* = 1,35$ при $m > 0,5$). При проектом расчете можно приближенно принять $h_b \approx h_g$ (рис. 5.41, в) с последующим уточнением [2,10].

КОНСТРУКЦИИ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ. Закрепление генератора волн на валу может быть подвижное или глухое. Подвижное соединение обеспечивается с помощью упругих элементов из резины или шлицевых, шарнирных и других соединений. В такой конструкции силы, действующие на вал генератора волн, уравновешиваются и нагрузки на него малы. При глухом соединении нагрузка на вал увеличивается и предъявляются высокие требования к точности изготовления.

Генератор волн передает вращающий момент гибкому колесу путем его деформирования, что осуществляется роликами (рис. 5.42, а, б), дисками (рис. 5.42, в), кулачками (рис. 5.42, г). В волновой передаче важна форма и размеры деформации гиб-

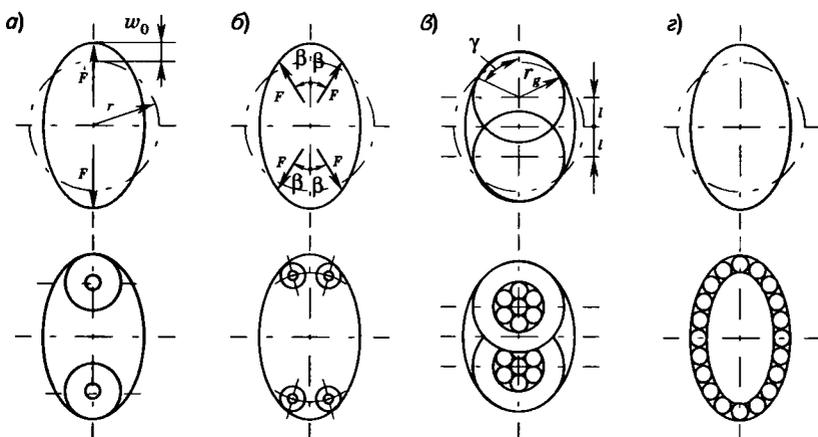


Рис. 5.42

кого колеса и сохранение ее при нагружении. При неправильно выбранной форме деформирования гибкого колеса резко возрастают напряжения в нем. По характеру деформации гибкого колеса, вызываемой генератором волн, различают свободную и принудительную деформации. При принудительной деформации ее форма определяется профилем кулачка или диска генератора волн на участках их контакта с гибким колесом. При действии нагрузок, возникающих в зоне зацепления, форма деформации на этих участках изменяется мало. Свободная деформация происходит на тех участках, где перемещение гибкого колеса не ограничено. У кулачковых генераторов заданная форма сохраняется под нагрузкой, поэтому их используют в силовых передачах. У роликовых генераторов под нагрузкой не сохраняется первоначально заданная форма. Их применяют в малонагруженных передачах, например в фрикционных волновых передачах, у которых нет зубьев, а передача нагрузки осуществляется силами трения. В передачах с кулачковым генератором используются гибкие подшипники с меньшей толщиной колец и особой конструкцией генератора. Конструкции дискового генератора волн проще, чем кулачкового — в ней нет специальных подшипников и кулачков со сложным профилем, поэтому дисковые генераторы предпочтительнее при индивидуальном и мелкосерийном производстве. Однако при специализированном массовом производстве кулачковый генератор изготавливать проще и дешевле.

На рис. 5.43 приведены негерметичные волновые редукторы с кулачковыми генераторами волн, где h — генератор волн, g и b — гибкое и жесткое колеса, p — стакан. Следует отметить компактность рассматриваемой конструкции волнового редуктора (рис. 5.43, *a*), которая имеет малые осевые размеры. В большинстве волновых редукторов отсутствует стакан p , а гибкое колесо непосредственно соединяется с выходным валом (рис. 5.43, *б*). Тогда два опорных подшипника сдвигаются вправо, и габаритный размер вдоль оси существенно увеличивается. Герметичный редуктор приведен на рис. 5.40. У негерметичных редукторов, где не требуется передача в герметизированное пространство, у гибкого колеса отсутствует правая часть H . В рассматриваемой конструкции осевая и радиальная деформация гибкого колеса ограничиваются по краям с одной стороны фланцем, а с другой — днищем, что оказывает влияние на напряженное состояние. Для снижения влияния краевого эффекта и соответственно снижения уровня напряжений увеличивают длину участков l (рекомендуется $l \geq (1...1,25) D$) и уменьшают жесткость переходных участков от цилиндра к фланцу и дни-

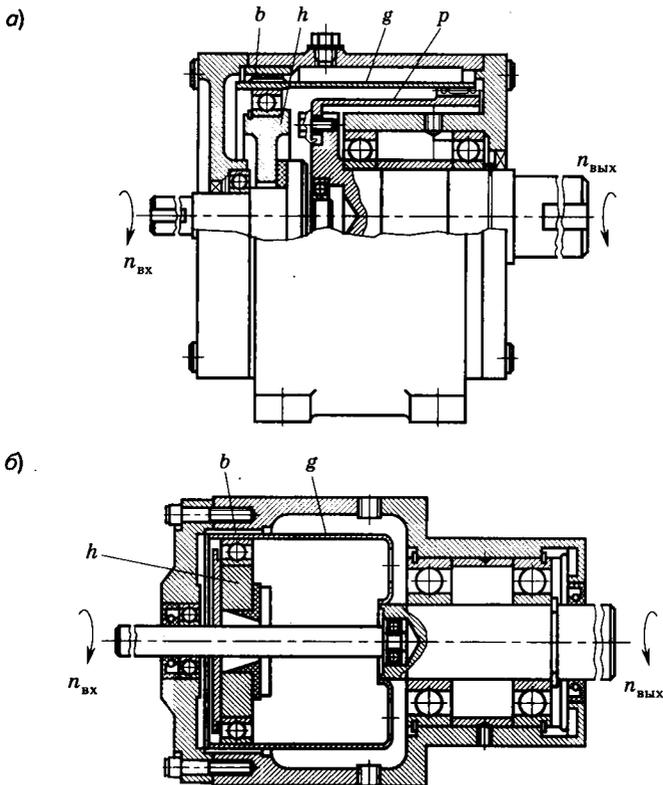


Рис. 5.43

щу. Обычно они делаются такой же толщины, как и стенка цилиндрической части гибкого колеса, и снабжаются отверстиями в негерметичных передачах.

Основными причинами выхода из строя волновых передач, связанными с прочностью их элементов, являются усталостные разрушения гибких колес и гибких подшипников в кулачковых генераторах волн.

При проверочном расчете на прочность гибкого колеса учитываются нормальные напряжения от его деформации и растяжения от окружающих сил, а также касательные от крутящего момента.

МАТЕРИАЛЫ ГИБКОГО И ЖЕСТКОГО КОЛЕС. Тяжелонагруженные гибкие колеса изготавливают из конструкционных сталей с повышенной вязкостью 40ХНМА, 38МЮА. Они менее чувствительны к концентрации напряжений. Средне- и легконагруженные гибкие колеса ($i > 100$), общего назначения изготавливают

из более дешевых сталей 30ХГСА и 30ХМА. Гибкие колеса подвергают термообработке — улучшению (НВ 280—320). Для повышения прочности поверхности используется нагортовка зубчатого венца или азотирование (твердость поверхности HRC_s 50—70). Напряжения у жесткого колеса значительно ниже, чем у гибкого. Поэтому жесткое колесо изготавливают из конструкционных сталей 45А, 40Х, 30ХГСА с твердостью на 20—30 единиц НВ ниже, чем у гибкого колеса.

5.5. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ. У червячных передач *оси валов перекрещиваются*. Обычно угол перекрещивания равен 90°. Червячная передача состоит из червяка с числом витков z_1 и червячного колеса с числом зубьев z_2 (рис. 5.44). Червяк имеет форму, похожую на винт с трапецеидальной резьбой. Зубья червячного колеса имеют форму дуги, что обеспечивает больший охват тела червяка и увеличивает длину контактных линий.

Преимущества: возможность получения больших передаточных отношений в одной паре; плавность и бесшумность работы; высокую точность; возможность самоторможения (необратимость вращения).

Недостатки: большие потери на трение, низкий КПД; необходимость изготовления колеса из качественных дорогостоящих бронз; высокая интенсивность изнашивания.

Червячные передачи широко применяются в станках, грузоподъемных устройствах и на транспорте. Обычно ведущим звеном является червяк, а ведомым — колесо.

Материалы червяка и колеса должны образовывать антифрикционную пару (низкий коэффициент трения, высокая износостойкость, стойкость против заедания). При правильном выборе материалов уменьшаются потери на трение, и повышается КПД. Обычно используют стальной червяк и бронзовое колесо. Реже делается чугунное колесо. Червяки для силовых передач изготавливают из углеродистых и легированных сталей 15ХА, 20ХА, 12ХНЗА с последующей цементацией и закалкой до твердости поверхностного слоя 56...63 HRC_s, а из сталей 45, 40ХН, 30ХГС с закалкой до твердости 45...55 HRC_s. Для изготовления червячных колес используют бронзы оловянистые БрО10Ф1 и безоловянистые БрА9ЖЗ (при малых скоростях скольжения $v_s < 4$ м/с).

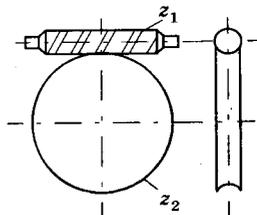


Рис. 5.44

КИНЕМАТИКА, ГЕРМЕТРИЯ И КПД ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ. Передаточное число червячной передачи

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (5.63)$$

где n_1, n_2 — частота вращения червяка и червячного колеса; z_1, z_2 — число заходов червяка и число зубьев колеса.

В червячной передаче начальные цилиндры не обкатываются, а скользят. Поэтому передаточное число u не может выражаться через d_1 и d_2 ($u \neq d_2/d_1$). При определении u учитывают, что за один оборот червяк взаимодействует с колесом, как шестерня с числом зубьев, равным числу заходов z_1 . Обычно силовые червячные передачи бывают с передаточным числом $u = 8 \dots 80$. В соответствии с ГОСТом используют червяки с числом заходов $z_1 = 1, 2, 4$.

В зависимости от формы профиля витков различают архимедовы, конволютные и эвольвентные червяки. *Архимедовы* червяки (рис. 5.45, а) имеют трапециевидальный профиль в осевом сечении, а в торцевом — витки очерчены архимедовой спиралью. Они просты в изготовлении, но их обычно не шлифуют. Твердость материала для их изготовления не более 350 НВ. *Конволютные* червяки (рис. 5.45, б) имеют прямолинейный профиль зуба в нормальном сечении. Линия NN определяет положение режущей кромки резца. *Эвольвентные* червяки (рис. 5.45, в) имеют профиль зуба в торцевом сечении в виде эвольвенты. Эти червяки лучше других шлифуются, поэтому для их изготовления можно использовать материал с твердостью рабочей поверхности 45 HRC₂ и более.

Червячные колеса нарезаются червячными фрезами, форма которых аналогична червяку, но с режущими кромками. При этом получается необходимый профиль червячного колеса. Для уменьшения номенклатуры инструмента стандартизируют коэффициент диаметра червяка q .

На рисунке 5.46 приведена схема червячной передачи, где α — угол профиля червяка ($\alpha = 20^\circ$ у архимедовых червяков в

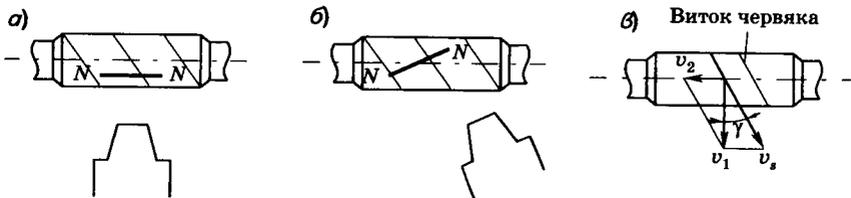


Рис. 5.45

осевом сечении, а у конволютных и эвольвентных — в нормальном сечении).

Высота зуба у архимедовых и конволютных червяков $h = 2,2m$ (m — модуль осевой у червяка и торцевой — у колеса); высота головок витка червяка и зуба червячного колеса $h_{a1} = h_{a2} = m$; высота ножек витка червяка и зуба червячного колеса $h_{f1} = h_{f2} = 1,2m$.

Делительный диаметр червяка $d_1 = mq$ ($q = 8...20$), где q — коэффициент диаметра червяка. При выборе q нужно учитывать, что с увеличением q уменьшается γ и снижается КПД, а уменьшение q снижает изгибную прочность червяка. Коэффициент q должен быть не менее $0,25 z_2$.

Диаметр вершин и впадин червяка $d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$,
 $d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$.

Основные геометрические параметры червячного колеса задают в среднем сечении:

делительный диаметр червячного колеса: $d_2 = mz_2$;

диаметр вершин и впадин червячного колеса: $d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$,
 $d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$;

наибольший диаметр колеса: $d_{ам2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1 + 2)$.

Межосевое расстояние: $a_w = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2}m(q + z_2)$; $2\delta = 90^\circ...120^\circ$ — угол обхвата колеса; $\check{b} = 0,0087 \cdot 2\delta d_1$ — дуговая ширина зуба; $b_2 = (0,67...0,75)d_{a1}$ — ширина колеса; $b_1 \geq (11 + 0,06z_1)m$ при $z_1 = 1$ и 2 ; $b_1 \geq (12,5 + 0,09z_1)m$ при $z_1 = 4$.

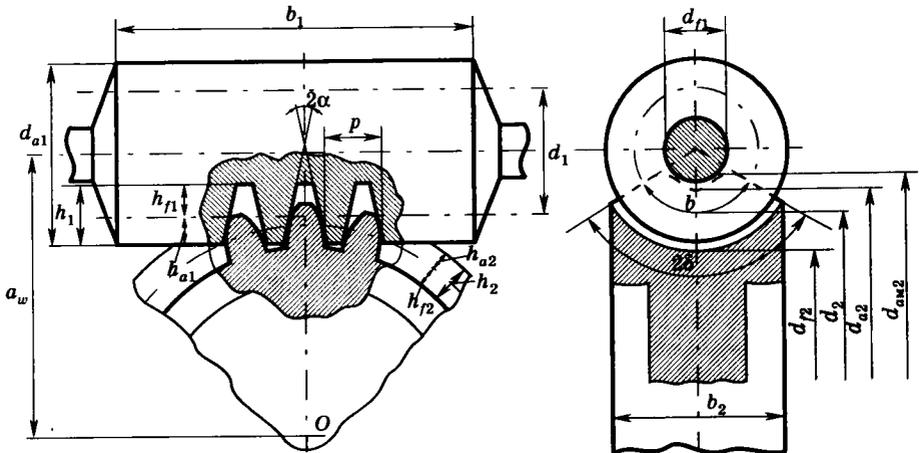


Рис. 5.46

Угол подъема витка червяка, равный углу наклона зубьев колеса:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{pz_1}{\pi d_1} = \frac{mz_1}{d_1} = \frac{z_1}{q}, \quad (5.64)$$

где $p = \pi m$ — шаг; z_1 — число заходов червяка.

При работе червячной передачи в зоне контакта возникает скольжение с большими скоростями, что вызывает снижение КПД, изнашивание и заедание. Скорость скольжения v_s направлена по касательной к витку червяка:

$$v_s = v_1 / \cos \gamma,$$

где $v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}$ — окружная скорость вращения червяка; γ — угол подъема витка червяка (см. рис. 5.45, в). У червяка с одним заходом $v_s \approx v_1$.

Способность передачи передавать движение от ведущего звена к ведомому, а при приложении внешней нагрузки к ведомому звену фиксировать его положение, не давая ему возможности двигаться, называется самоторможением или необратимостью движения. В червячной передаче необратимость движения возникает, когда при приложении нагрузки к червячному колесу движение не происходит. Самоторможение в червячной передаче связано с трением скольжения. При ведущем червяке КПД червячной передачи можно приближенно определить как для передачи винт-гайка:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} (\gamma + \varphi')}, \quad (5.65)$$

где φ' — приведенный угол трения $\operatorname{tg} \varphi' \approx f'$; f' — приведенный коэффициент трения (зависит от шероховатости трущихся поверхностей, относительной скорости скольжения витка червяка и колеса, качества смазочного материала). При стальном червяке и бронзовом колесе $\varphi' = 6^\circ 30'$ при $v_s = 0,01$ м/с; $\varphi' = 2^\circ 40'$ при $v_s = 1$ м/с; $\varphi' = 1^\circ$ при $v_s = 10$ м/с.

Самоторможение возможно при $z_1 = 1$, когда угол наклона витка червяка мал $\gamma \leq \varphi'$. В этом случае потери от трения увеличиваются и значительно снижается КПД ($\eta < 0,5$). Передачи большой мощности нельзя делать с одним заходом ($z_1 = 1$) из-за малого КПД и большого нагрева. У несамотормозящихся червячных передач КПД до $\eta = 0,92$. С увеличением γ до 27° КПД передачи растет. Ориентировочно для предварительных расчетов несамотормозящихся передач можно принимать КПД равным $\eta = 0,6 \dots 0,75$ при $z_1 = 1$; $\eta = 0,75 \dots 0,82$ при $z_1 = 2$; $\eta = 0,82 \dots 0,92$ при $z_1 = 4$.

СИЛЫ В ЧЕРВЯЧНОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ. В зацеплении червячной пары полную силу можно разложить на три составляющих (рис. 5.47):

окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке: $F_{t2} = F_{a1} = 2T_2/d_2$;

окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе: $F_{t1} = F_{a2} = 2T_1/d_1$;

радиальная сила $F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha$, где α — угол профиля в осевом сечении угол червяка; T_1 , T_2 — вращающие моменты на червяке и колесе.

Окружная сила на ведущем червяке направлена против вращения, а на червячном колесе по вращению.

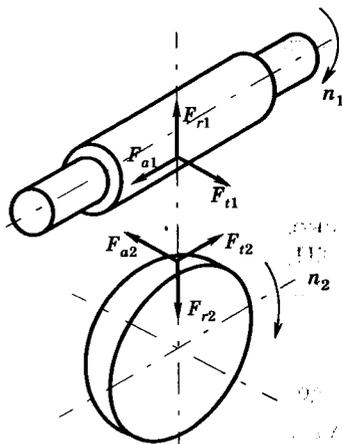


Рис. 5.47

РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА НА ПРОЧНОСТЬ. Основной вид разрушения червячных передач связан с разрушением поверхности и износом бронзовых зубьев червячных колес. Вероятность поломки зуба меньше и расчет их на изгибную прочность проводится как проверочный.

Аналогично цилиндрическим передачам зубья червячных колес проверяют на контактную и изгибную прочность. Расчет витков стального червяка не проводится, так как они обладают большей прочностью, чем бронзовые зубья червячного колеса. Для таких червячных передач с $\gamma = 10^\circ$, $2\delta = 100^\circ$ из формулы Герца получено выражение для проверочных расчетов на контактную прочность:

$$\sigma_H = \frac{5300}{z_2/q} \sqrt{\left(\frac{z_2/q + 1}{a_w}\right)^3} K_H T_2 \leq \sigma_{HP}, \quad (5.66)$$

где T_2 — вращающий расчетный момент на червячном колесе, Н·м.

Допускаемые контактные напряжения для оловянистой бронзы БрО10Ф1

$$\sigma_{HP} = 130 \dots 160 \text{ МПа.}$$

Из (5.66) получено выражение для проектных расчетов:

$$a_w = (z_2/q + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{5300}{\sigma_{HP} z_2/q}\right)^2 K_H T_2}.$$

Проверочный расчет зубьев червячного колеса на изгиб проводят по формуле

$$\sigma_F = Y_{F2} \frac{w_{F1} \cos^2 \gamma}{m} \leq \sigma_{FP2}, \quad (5.67)$$

где $w_{F1} = \frac{F_{t2} K_F}{1,3 d_1}$ — удельная окружная расчетная сила, Н/мм; Y_{F2} — коэффициент формы зуба червячного колеса [см. (5.39)], где $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma$, z_{v2} — число зубьев эквивалентного колеса. Допускаемые изгибные напряжения для бронз $\sigma_{FP} = 35 \dots 75$ МПа.

Червячное колесо рассчитывают по параметрам эквивалентного прямозубого цилиндрического колеса, у которого длина зуба равна дуговой ширине зуба \check{b} червячного колеса по делительной окружности. Тело червяка проверяется на прочность и жесткость как стержень переменного сечения.

При работе червячной передачи, особенно с низким КПД, большая часть потерь мощности на трение приводит к выделению теплоты. Для удовлетворения условий теплового баланса (устранения перегрева редуктора) увеличивают охлаждающую поверхность корпуса, вводя ребра, или дополнительно используют охлаждение (обдув вентилятором, использование циркулирующей среды и др.). Для выявления возможности перегрева делается тепловой расчет, а при необходимости проводятся мероприятия, обеспечивающие нормальную работу червячной передачи, исключающие ее перегрев.

ЧЕРВЯЧНЫЕ РЕДУКТОРЫ. Обычно используются редукторы с корпусом из чугуна или стали. В последнее время появились червячные редукторы, корпус которых изготавливают из алюминиевого сплава (например, из АЛ3).

В зависимости от компоновки используются редукторы с нижним и верхним, горизонтальным и вертикальным расположением червяка. Верхнее расположение применяют при окружной скорости червяка $v > 5$ м/с. У червячных редукторов должна быть предусмотрена возможность осевой регулировки колеса для обеспечения хорошего контакта витка червяка с зубом колеса. При больших размерах червячного зубчатого колеса его делают составным — центральную часть из стали или чугуна и обод с зубчатым венцом из бронзы. Червячный редуктор с радиальной сборкой и горизонтальным расположением червяка при-

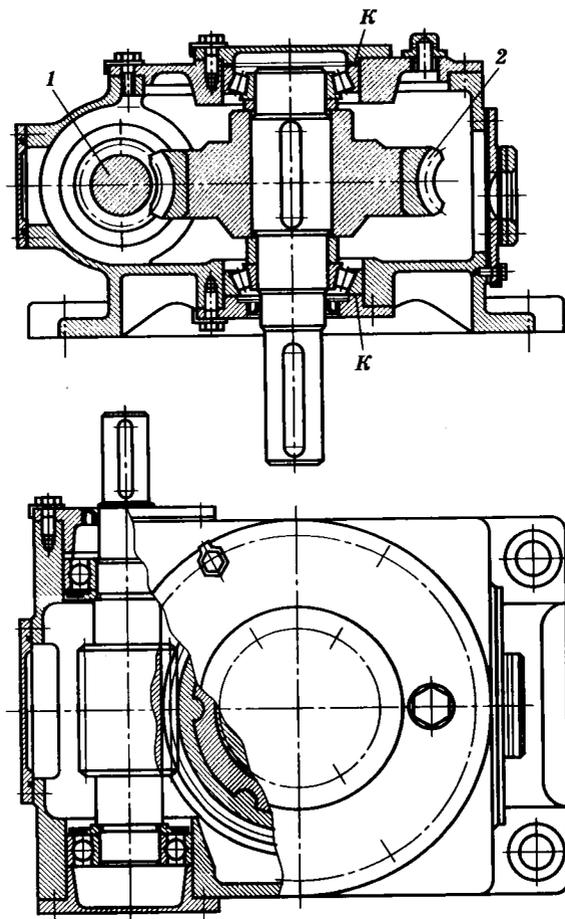


Рис. 5.48

веден на рис. 5.48, где 1 — червяк, 2 — составное червячное колесо. Предусмотрена регулировка положения червячного колеса с помощью колец К. Выпускаются универсальные редукторы, у которых предусмотрены три плоскости для его установки, и соответственно червяк может быть с верхним или нижним, горизонтальным или вертикальным расположением.

5.6. ПЕРЕДАЧИ ВИНТ-ГАЙКА

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ. *Передачи винт-гайка служат для преобразования вращательного движения в поступательное. Они нашли широкое применение благодаря тому, что при простой и ком-*

пактной конструкции можно получить медленное точное движение и создать большую осевую силу. Передачи винт-гайка бывают с трением, скольжения и качения (шариковые и роликовые). Сравним их основные характеристики (табл. 5.12).

Таблица 5.12

Передачи винт-гайка	
Скольжения	Качения
Преимущества	
Большое передаточное отношение, возможность изготовления с большой точностью по шагу;	
Простота и компактность конструкции; возможность самоторможения (необратимости движения)	Более высокая надежность; возможность устранения осевого и радиального зазора; высокий КПД; малый износ и большая долговечность.
Недостатки	
Большие потери на трение; низкий КПД (у однозаходной $\eta = 0,25 \dots 0,5$); большой износ	Сложность конструкции; трудоемкость изготовления (особенно шлифовки специальных профилей винта и гайки)

МАТЕРИАЛЫ. При выборе материала винта и гайки нужно для уменьшения потерь на трение, что бы они образовывали антифрикционную пару. Обычно ходовой винт изготавливают из стали, а гайку из бронзы. Материал гаек оловянистые бронзы БрО10Ф1, БрА9Ж3, чугун АВ4-1, АК4-1 и др., а винтов стали 45, 50 с HB ≤ 350 и закаливаемые стали 65Г, 45, 40ХН, с твердостью не меньше 50 HRC.

5.6.1. Передачи винт-гайка скольжения

КИНЕМАТИКА И ГЕОМЕТРИЯ. Рассмотрим некоторые варианты относительного движения деталей передачи. На рис. 5.49 приведены две схемы передачи винт-гайка, где 1 — гайка, 2 — винт, n_B , n_T — частота вращения винта и гайки, v_B , v_T — скорость поступательного движения:

1) вращение винта приводит к поступательному перемещению гайки (рис. 5.49, а):

$$n_{\text{вх}} = n_B; \quad v_{\text{вых}} = v_T;$$

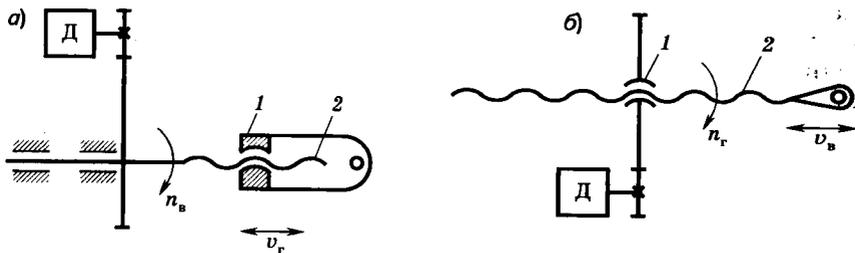


Рис. 5.49

2) вращение гайки вызывает поступательное движение винта (рис. 5.49, б):

$$n_{\text{вх}} = n_r; \quad v_{\text{вых}} = v_b.$$

В данных схемах передаточное число имеет размерность 1/мм и определяется по формуле

$$u = \frac{n_{\text{вх}}}{v_{\text{вых}}} = \frac{1}{Pz} = \frac{1}{P_n},$$

где $v_{\text{вых}} = nP_n$ — скорость поступательного движения гайки (винта) на выходе, мм/мин; $P_n = Pz$ — ход резьбы — величина осевого перемещения винта (гайки) за один оборот; P — шаг резьбы, мм; z — число заходов; $n_{\text{вх}}$ — частота вращения винта (гайки) на входе, об/мин.

При наличии обратимости движения возможно:

3) поступательное движение гайки вызывает вращение винта:

$$v_{\text{вх}} = v_r; \quad n_{\text{вых}} = n_b;$$

4) поступательное движение винта вызывает вращение гайки (рис. 5.49, а):

$$v_{\text{вх}} = v_b; \quad n_{\text{вых}} = n_r.$$

В случаях 3) и 4) передаточное число также имеет размерность:

$$u = \frac{v_{\text{вх}}}{n_{\text{вых}}} = Pz = P_n, \text{ мм},$$

где $v_{\text{вх}}$ — поступательная скорость движения гайки (винта) на входе, мм/мин; $n_{\text{вых}}$ — частота вращения винта (гайки) на выходе, об/мин.

В передачах винт-гайка скольжения чаще всего применяют трапецеидальную резьбу, а при большой односторонней нагрузке (например, в домкратах) — упорную резьбу. Эти типы резьбы имеют малый угол профиля, что снижает потери на трение. На рис. 5.50, а приведена трапецеидальная, а на

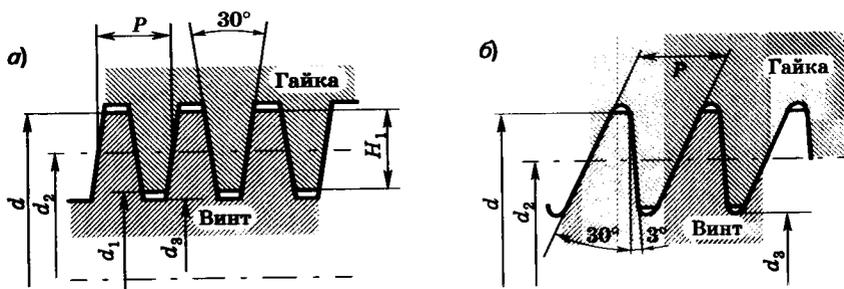


Рис. 5.50

рис. 5.50, б — упорная резьба. Основными параметрами являются: d , d_2 , d_3 — наружный, средний и внутренний диаметры резьбы винта; H_1 — рабочая высота профиля; P — шаг резьбы — расстояние между соседними одноименными боковыми сторонами профиля в направлении, параллельном оси резьбы.

КПД ПЕРЕДАЧИ ВИНТ-ГАЙКА. Резьбы бывают однозаходные и многозаходные (2, 3...). Чем меньше заходов и больше передаточное число, тем ниже КПД передачи винт-гайка:

$$\eta = 0,25 \dots 0,5 \text{ при } z = 1;$$

$$\eta = 0,4 \dots 0,7 \text{ при } z = 2.$$

На рис. 5.51 показаны силы, действующие на гайку при ее движении, где F_p — рабочая осевая сила; T_p — расчетный крутящий момент. При этом F_p преодолевает силу трения, что приближенно учитывается увеличением угла подъема резьбы ψ на приведенный угол трения ϕ' . Коэффициент полезного действия передачи определяется по формуле

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg} \psi + \phi'}, \quad (5.68)$$

где

$$\psi = \arctg \left(\frac{Pz}{\pi d_2} \right); \quad \phi' = \arctg f'; \quad f' = \frac{f}{\cos(\alpha/2)}. \quad (5.69)$$

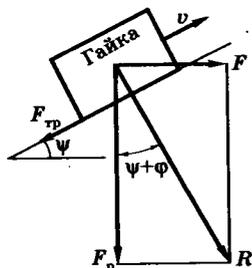


Рис. 5.51

ψ — угол подъема резьбы; ϕ' — приведенный угол трения; f' — приведенный коэффициент трения; α — угол профиля резьбы; f — коэффициент трения между витками винта и гайки (зависит от материала винта и гайки и смазочного материала); обычно $f = 0,06 \dots 0,15$ (например, для стального винта и бронзовой гайки при смазке $f = 0,08$).

Из формулы (5.69) видно, что приведенный коэффициент трения у трапецидальной резьбы ($\alpha = 30^\circ$) меньше, чем у метрической ($\alpha = 60^\circ$), следовательно, потери на трение меньше и КПД выше. Самоторможение возможно при условии $\phi' \geq \psi$. Для надежного обеспечения самоторможения вводится запас K_c .

$$\psi \leq K_c \phi' (K_c = 0,5).$$

РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ ВИНТ-ГАЙКА СКОЛЬЖЕНИЯ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ

Основной причиной выхода из строя передачи винт-гайка скольжения является износ. Расчет на износостойкость ведется по удельному давлению p между витками винта и гайки, которое не должно превышать допускаемое:

$$p = \frac{F_p}{\pi d_2 H_1 z} \leq [p], \quad (5.70)$$

где $F_p = K_{\text{дин}} F_a$; $z = H_r/P$ — число витков резьбы у гайки; F_a, F_p — номинальная и расчетная осевая нагрузка; $K_{\text{дин}}$ — коэффициент динамичности (см. § 5.3); d_2 — средний диаметр резьбы; H_1 — рабочая высота профиля резьбы ($H_1 = 0,5P$ — для трапецидальной резьбы, $H_1 = 0,75P$ для упорной; H_r — высота гайки; P — шаг резьбы).

При проектировании высота гайки задается коэффициентом $\psi_H = H_r/d_2 = 1,2 \dots 2,5$. Меньшие значения для винтов малого диаметра. Подставляя H_r, H_1 в (5.70) и решая неравенство относительно d_2 , получаем:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{2F_p}{\pi \psi_H [p]}}. \quad (5.71)$$

Допускаемое давление в резьбе $[p]$ определяется условием износа и отсутствием выдавливания смазки с трущихся поверхностей. Величина $[p]$ зависит от материалов винта и гайки и выбирается для бронзы — закаленной стали: $[p] = 10 \dots 15$ МПа; для бронзы — незакаленной стали: $[p] = 7 \dots 10$ МПа; для незакаленной стали — чугуна $[p] = 4 \dots 6$ МПа.

Определив по формуле (5.71) d_2 , выбирают из ГОСТ стандартную трапецидальную резьбу и ее геометрические параметры: d — наружный, d_2 — средний, d_3 — внутренний диаметры и шаг P .

При определении размеров резьбы из условия износостойкости прочность витков резьбы на срез и смятие можно не проверять, так как допускаемое давление на поверхность резьбы значительно меньше, чем выдерживает материал при смятии $[\sigma_{\text{см}}] \gg [p]$ и срезе. Если в особых случаях такая необходимость возникнет, то на прочность в первую очередь проверяется бронзовая гайка, материал которой имеет худшие механические характеристики, чем стальной винт.

После проведения проектного расчета и конструирования передачи проводят проверку прочности винта на сложное сопротивление и устойчивости..

ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ СТЕРЖНЯ ВИНТА НА СЛОЖНОЕ НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ. Такая проверка должна учитывать одновременное действие на винт осевой силы и крутящего момента. Первая нагрузка вызывает нормальные напряжения растяжения (сжатия), а вторая — касательные напряжения кручения. Рассмотрим случай, когда осевая сила F_a действует в одном направлении, как при выдвигении винта, так и при его втягивании (например, в домкратах). В других устройствах направление осевой силы может меняться. Нагрузка циклическая, и расчет проводится на усталостную прочность. На схеме (рис. 5.51) показано, что движущая гайку сила F должна не только преодолеть ее, но и преодолеть силу трения, что приближенно учитывается увеличением угла ψ на ϕ' (рис. 5.51) и $F = F_p \operatorname{tg}(\psi + \phi')$. При движении в обратную сторону, наоборот, гайку нужно удерживать при малой силе трения ($\phi' < \psi$). В самотормозящейся паре ($\phi' \geq \psi$) для перемещения гайки необходимо приложить силу для преодоления трения $F = F_p \operatorname{tg}(\psi - \phi')$, которая будет со знаком минус, т. е. направлена в противоположную сторону расчетного крутящего момента на винте (гайке) при выдвигении и втягивании:

$$T_{p \max} = \frac{F_p \operatorname{tg}(\psi + \phi') d_2}{2}; T_{p \min} = \frac{F_p \operatorname{tg}(\psi - \phi') d_2}{2}. \quad (5.72)$$

При расчете крутящего момента на винте (гайке) нужно учитывать график нагружения винта (гайки) осевой силой. От ее величины и направления зависит величина крутящего момента. В самотормозящейся паре при действии в одном направлении для выдвигения винта (гайки) требуется $T_{p \max}$, для втягивания $T_{p \min}$. Если F_a различна по величине при выдвигении и уборке, то это нужно учитывать при подстановке F_p в формулы (5.72).

Действующие нормальные и касательные напряжения определяют по формулам

$$\sigma_{p(\text{сж})} = \frac{4F_p}{\pi d_2^2}; \tau_k = \frac{T_{p \max}}{W_p}, \quad (5.73)$$

где $W_p \approx 0,2 d_3^3$ — момент сопротивления сечения сплошного стержня винта при кручении; d_3 — внутренний диаметр резьбы.

Для определения предельных напряжений вычисляют предел ограниченной выносливости для нормальных и касательных напряжений с приведенными ограничениями:

$$\sigma_r \geq \sigma_{-1N} \geq \sigma_{-1p(\text{сж})}; \quad \tau_r \geq \tau_{-1N} \geq \tau_{-1};$$

$$\sigma_{-1N} = \sigma_{-1p(\text{сж})} \sqrt[12]{10^7 / N_{p1}}; \quad \tau_{-1N} = \tau_{-1} \sqrt[9]{10^7 / N_{p2}}, \quad (5.74)$$

где $\sigma_{-1p(\text{сж})} = 0,7 \sigma_{-1}$ — предел выносливости при растяжении (сжатии); $N_{p1} = \frac{60T}{t_{u1}}$; $N_{p2} = \frac{60T}{t_{u2}}$ — расчетное число циклов изменения напряжений при осевой нагрузке и кручении (T — ресурс, ч; t_{u1} , t_{u2} — время цикла изменения осевой нагрузки и крутящего момента, мин); $\tau_{-1} = 0,6 \sigma_{-1}$, $\tau_r = 0,6 \sigma_r$ — пределы выносливости и текучести при кручении.

Коэффициенты снижения пределов выносливости детали для нормальных K_1 и касательных K_2 напряжений равны:

$$\begin{aligned} K_1 &= \left(\frac{k_\sigma}{k_{d\sigma}} + \frac{1}{k_{F\sigma}} - 1 \right) \frac{1}{k_V}; \\ K_2 &= \left(\frac{k_\tau}{k_{d\tau}} + \frac{1}{k_{F\tau}} - 1 \right) \frac{1}{k_V}, \end{aligned} \quad (5.75)$$

где k_σ, k_τ — эффективные коэффициенты концентрации для нормальных и касательных напряжений; $k_{d\sigma}, k_{d\tau}$ — масштабные коэффициенты, выбираемые в зависимости от внутреннего диаметра резьбы винта; k_V — коэффициент, учитывающий упрочнение поверхности материала; $k_{F\sigma}, k_{F\tau}$ — коэффициенты влияния шероховатости на предел выносливости $k_{F\sigma} = \frac{1}{1 + \alpha_n \sigma_{-1p(сж)} \cdot 10^{-4}}$; α_n — коэффициент, определяемый видом обработки поверхности детали при изготовлении и соответствующей шероховатостью; $k_{F\tau} = 0,575k_{F\sigma} + 0,425$ (см. § 5.8).

Предельные напряжения в детали определяются следующими зависимостями:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{lim д}} &= \frac{2\sigma_{-1N}}{(1 - R_\sigma)K_1 + (1 + R_\sigma)\psi_\sigma}; \\ \tau_{\text{lim д}} &= \frac{2\tau_{-1N}}{(1 - R_\tau)K_2 + (1 + R_\tau)\psi_\tau}, \end{aligned} \quad (5.76)$$

где $\sigma_{\text{lim д}}$ и $\tau_{\text{lim д}}$ — нормальные и касательные предельные напряжения; R_σ, R_τ — коэффициенты асимметрии цикла для нормальных и касательных напряжений (коэффициент $R_\sigma = F_{p \text{ min}}/F_{p \text{ max}}$ при одностороннем приложении осевой нагрузки положителен, а при изменении ее направления отрицательный); $F_{p \text{ max}}, F_{p \text{ min}}$ — максимальная и минимальная расчетная осевая сила во время цикла; $R_\tau = T_{p \text{ min}}/T_{p \text{ max}}$ (R_τ в самотормозящей передаче всегда имеет знак «-», так как при выдвигании и втягивании винта крутящие моменты T_p действуют в противоположных направлениях); ψ_σ, ψ_τ — коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла соответственно при расчете по нормальным и касательным напряжениям (см. § 5.8).

Запасы прочности по нормальным и касательным напряжениям определяют по формулам:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{\text{lim д}}}{\sigma_{p(сж)}}; \quad n_\tau = \frac{\tau_{\text{lim д}}}{\tau_k},$$

а общий запас прочности при одновременном действии нормальных и касательных напряжений — по формуле

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}};$$

условие прочности $n \geq [n]$,

где $[n] = 1,3 \dots 1,5$ — допускаемая величина запаса прочности.

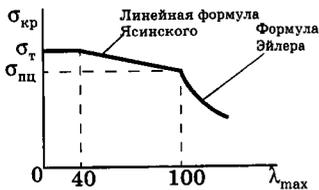


Рис. 5.52

Радиус инерции винта определяем по формуле

$$i = \sqrt{J/A} \approx 0,25d_3,$$

где d_3 — внутренний диаметр резьбы; J, A — момент инерции и площадь поперечного сечения винта; гибкость стержня — по формуле $\lambda_{\max} = \mu l_{\max}/i$, где μ — коэффициент приведения длины, который зависит от крепления концов стержня (при шарнирном креплении $\mu = 1$); l_{\max} — длина консольной части винта при его максимальном выдвигении.

Находим критическое напряжение в стержне винта. При $\lambda_{\max} = 100$ (предельная гибкость) начинается упругая область $\sigma_{кр} \leq \sigma_{п.ц}$, при которой применима формула Эйлера ($\sigma_{п.ц}$ — предел пропорциональности).

При $\lambda_{\max} \geq 100$ критическое напряжение $\sigma_{кр}$ определяется по формуле Эйлера:

$$\sigma_{кр} = E \frac{\pi^2}{\lambda_{\max}^2}; \quad (5.77)$$

при $\lambda_{\max} = 40 \dots 100$ — по линейной формуле Ясинского ($\sigma_{кр}$ определяется из диаграммы или интерполированием); при $\lambda < 40$ напряжения ограничиваются пределом текучести σ_T (рис. 5.52).

Условие обеспечения устойчивости:

$$n_{уст} = \frac{\sigma_{кр}}{\sigma_{сж}} \geq [n_y],$$

где $[n_y] = 2,5 \dots 4$ — допускаемая величина запаса устойчивости; $\sigma_{сж} = F_p/A_1$ — действующее напряжение сжатия (A_1 — площадь, охватываемая внутренним диаметром резьбы).

Так же можно проводить проверку устойчивости винта при $\lambda > 100$ после определения критической силы по формуле:

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 E J}{(\mu l_{\max})^2}.$$

Условие обеспечения устойчивости $n_y = \frac{F_{кр}}{F_p} \geq [n_y]$.

Если условие прочности не выполняется, необходимо увеличить диаметр резьбы винта.

ПРОВЕРКА ВИНТА НА УСТОЙЧИВОСТЬ. Длинные винты, которые нагружаются сжимающей силой, проверяются на устойчивость. Расчет выполняется в следующей последовательности.

5.6.2. Передачи винт-гайка качения

К передачам винт-гайка качения относятся шариковинтовые и роликовинтовые передачи.

ШАРИКОВИНТОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ (ШВП). В настоящее время наряду с обычными винтовыми парами (с трением скольжения) широко применяют передачи винт-гайка качения. Шариковая передача состоит из винта, гайки и комплекта шариков. Шарик циркулирует по каналу, соединяющему первый и последний витки резьбы гайки. Существуют различные конструкции, отличающиеся профилем, способом возврата шариков и др.

Шариковые передачи имеют малые потери мощности на трение качения, позволяющие получать КПД механизма до 0,9, в отличие от механизмов винт-гайка с трением скольжения, КПД которых 0,25—0,5 при однозаходных резьбах. Передачи обеспечивают высокую точность и равномерность движения. Причем характерен малый износ рабочих винтовых поверхностей ходового винта и гайки, что поддерживает стабильность геометрических параметров в процессе эксплуатации. Возможность работы ШВП без смазочного материала позволяет надежно применять ее в широком диапазоне температур и в вакууме.

Особенность конструкции ШВП состоит в том, что между гайкой и винтом размещаются тела качения (шарики) и усилия от винта к гайке передаются через эти тела качения, которые перемещаются в винтовых канавках, выполненных на винте и в гайке. Обычно диаметр шариков равен 0,6 шага винта. В настоящее время в ШВП различного назначения применяются криволинейные профили винта и гайки (рис. 5.53, а), прямолинейные (рис. 5.53, б) и комбинированные (рис. 5.53, в) профили. Наиболее распространен полукруглый профиль канавок с радиусом $r_{\text{п}}$ на 3...5% больше радиуса шарика $r_{\text{ш}}$ (рис. 5.53, а, где В — винт, Г — гайка, $\alpha_{\text{к}}$ — угол контакта).

Конструкция гайки ШВП существенно отличается от конструкции гаек передачи винт — гайка с трением скольжения. Это связано с тем, что конструкция гайки ШВП должна обеспечивать непрерывную замкнутую циркуляцию шариков в процессе работы. Для этого она включает в себя устройство возврата ша-

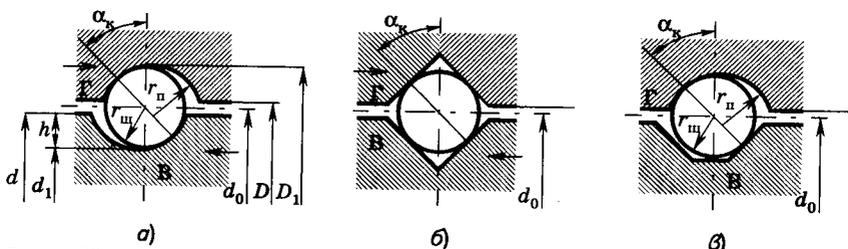


Рис. 5.53

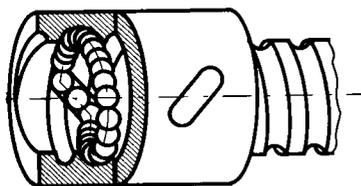


Рис. 5.54

риков. Канал возврата шариков, соединяющий два соседних витка резьбы, выполнен в виде специального вкладыша, который вставлен в окно гайки (рис. 5.54). Во вкладыше имеется канавка, которая направляет шарики с впадины одного витка во впадину соседнего, куда они попадают, переваливаясь через выступ резьбы витка. Часто в гайке делается три независимо циркулирующие группы шариков, а гайка имеет три окна, расположенных под углом 120° . Могут быть и другие конструкции канала возврата.

Ходовые винты, гайки и шарики ШВП должны иметь для обеспечения контактной прочности и выносливости высокую твердость поверхности винтовых канавок ($HRC_s > 60$) и достаточно малую шероховатость поверхности, подвергающейся термообработке ($Ra \leq 0,08$ мкм).

МАТЕРИАЛЫ ШАРИКОВИНТОВЫХ ПЕРЕДАЧ. Винты изготавливают из сталей ХВГ и 7ХГ2ВМ с объемной закалкой, 8ХВ — с закалкой при индукционном нагреве, 20Х3МВ — с азотированием поверхности, 12ХН3А — с цементированием поверхности. Для гаек применяют стали марок 9ХС, ШХ15 с объемной закалкой и цементруемые стали 18ХГТ, 12ХН3А, 18ХНВА и др. Шарики обычно изготавливают из стали ШХ15, ШХ15СГ. Твердость поверхности шариков должна быть не ниже $63 HRC_s$.

ПОРЯДОК РАСЧЕТА

Расчет ШВП состоит из проектировочного и проверочного.

► *Проектировочный* расчет включает определение d_1 винта из условия устойчивости:

$$d_1 = 1,2 \sqrt[4]{F_p [n_{уст}] (\mu l)^2 / E}.$$

► *Проверочный* расчет содержит:

повторную проверку стержня винта на устойчивость, если менялись параметры винта после проектировочного расчета;

проверочный расчет стержня винта на прочность при сложном напряженном состоянии. Этот расчет аналогичен расчету передачи винт-гайка скольжения. Отличие в определении суммарного расчетного вращающего момента у винта T , который включает не только расчетный вращающий момент T_p , но и момент от трения в опорах $T_{он}$:

$$T = T_p + T_{он},$$

где $T_p = 0,5 F_p \operatorname{tg}(\psi + \varphi')$; $\varphi' = \operatorname{arctg} k / (d_m \cos \alpha_k)$;

$$T_{он} = T_0 + 1,5 k' F_p d'_0 / d'_m, \quad T_0 = 0,004 F_p d'_0;$$

$k = 0,01 \dots 0,015$; $k' = 0,005 \dots 0,007$ — коэффициенты трения качения соответственно в ШВП и подшипниках, мм; T_0 — момент трения ненагруженного подшипника, Н·мм; $d'_0 = (D' + d')/2$; D' , d' — наружный и внутренний диаметры подшипника, мм, $\alpha_k = 45^\circ$ — угол контакта (см рис. 5.53), d_m , d'_0 — диаметры шариков ШВП и подшипников, мм.

Проверка ШВП на контактную прочность проводится аналогично подшипникам качения по статической и динамической грузоподъемности.

Статическая грузоподъемность связана со статическим нагружением, при котором на беговых дорожках винта и гайки не допускается появление ямок, препятствующих в дальнейшем движению шарика. Нагрузка, действующая на шарик:

$$F_n = \frac{F_p}{z \lambda \sin \alpha_k \cos \psi}, \quad (5.78)$$

где F_p — расчетная осевая нагрузка; z — количество шариков; $\lambda = 0,7 \dots 0,8$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шариками; $\psi = 2 \dots 5^\circ$ — угол подъема витков резьбы.

Условие обеспечения статической грузоподъемности ШВП:

$$F_n \leq [F_n], \quad (5.79)$$

где $[F_n]$ — допустимая нагрузка на шарик. Приближенные значения $[F_n]$ приведены в табл. 5.13.

Таблица 5.13

Диаметр шарика d , мм	$[F_n]$, Н	$[F_d]$, Н
3	250...320	90...110
5	650...810	190...240
6	1100...1400	310...450
8	1800...2250	540...680
10	2100...2700	740...930

Проверка ШВП на динамическую грузоподъемность проводится следующим образом.

Определив F_n по формуле (5.78) и выбрав допустимую динамическую нагрузку на шарик из табл. 5.13, проводят проверку передачи на работоспособность. Разрушение в этом случае носит усталостный характер и приводит к выкрашиванию на контактных поверхностях.

Условие обеспечения динамической грузоподъемности

$$F_n \leq [F_d]. \quad (5.80)$$

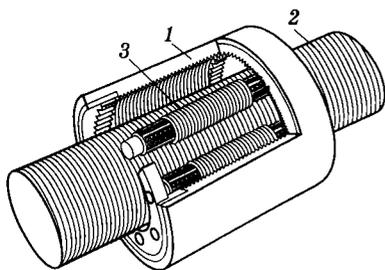


Рис. 5.55

Большие значения в табл. 5.13 соответствуют большому предварительному натягу, возникающие при устранении зазоров. $[F_d]$ соответствует ресурсу $N = 10^6$ оборотов винта, при меньшем ресурсе N_p можно увеличить величину допустимой нагрузки на шарик до $[F_{d,p}] = [F_d] \sqrt[3]{N/N_p}$.

РОЛИКОВИНТОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ (РВП). Эти передачи аналогичны

ШВП, но в качестве промежуточных тел качения применяют резьбовые ролики. Угол подъема резьбы на роликах равен углу подъема резьбы на гайке, поэтому при планетарном движении они не выскакивают из гайки. Возможны разные углы подъема резьб.

Роликовинтовые передачи имеют высокий КПД и обладают большей, чем ШВП, несущей способностью и жесткостью. Роликовинтовые передачи с короткими резьбовыми роликами используют при малых скоростях и высоких нагрузках, с длинными резьбовыми роликами — при малых и высоких скоростях и высоких нагрузках. Возможно перемещение гайки за оборот винта на 0,1—3 шага резьбы. Схема РВП приведена на рис. 5.55, где 1 — гайка, 2 — винт, 3 — резьбовые ролики. Резьбовые ролики удерживаются с помощью сепаратора или специального устройства.

5.7. ПЕРЕДАЧИ ФРИКЦИОННЫЕ И С ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ

5.7.1. Фрикционные передачи

Передачи, в которых движение от ведущего звена к ведомому передается силами трения, называются фрикционными. Простейшая фрикционная передача состоит из двух соприкасающихся между собой колес (катков, роликов, дисков), которые прижимаются друг к другу силой F . Фрикционные передачи в основном применяются в бесступенчатых вариаторах, позволяющих плавно изменять передаточное отношение. Однако имеются тенденции к замене фрикционных вариаторов на вариаторы с системой управления, включающих электрические и электронные устройства. Применение фрикционных передач в редукторах нецелесообразно из-за больших преимуществ зубчатых передач.

Преимущества: простая конструкция катков; возможность бесступенчатого регулирования частоты вращения выходного звена; отсутствие поломок из-за проскальзывания катков.

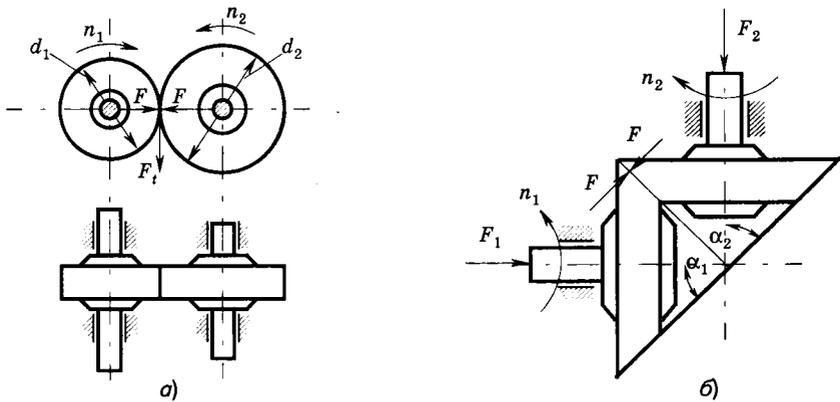


Рис. 5.56

Недостатки: необходимость устройств для прижатия тел качения и большие нагрузки на валы; повреждения передачи при буксовании и возможность неравномерного износа колес; непостоянство передаточного отношения из-за проскальзывания; большие габаритные размеры.

По конструкции и назначению различают фрикционные передачи нескольких видов: цилиндрическая между параллельными валами (рис. 5.56, а); коническая между валами с пересекающимися осевыми линиями (рис. 5.56, б). Угол между валами конической передачи может быть любым, но обычно он равен 90° .

Цилиндрическая и коническая фрикционные передачи характеризуются постоянным передаточным отношением. Фрикционные вариаторы по конструкции весьма разнообразны: лобовые (рис. 5.57, а), конусные (рис. 5.57, б), шаровые (рис. 5.57, в), и др., где S — перемещение, φ — угол поворота звена.

Фрикционные вариаторы используют в приборах и в различных изделиях, например в металлообрабатывающих станках.

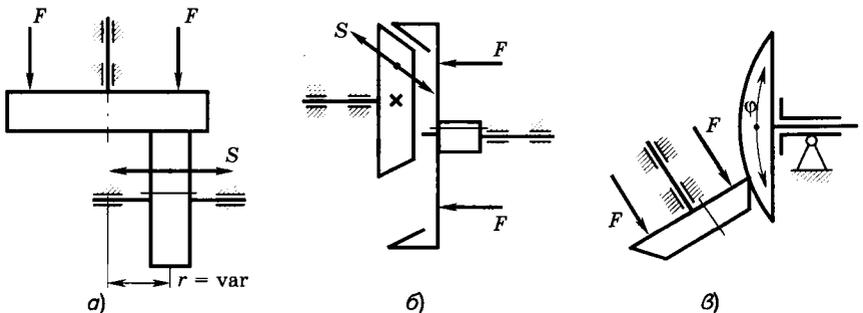


Рис. 5.57

Фрикционные передачи предназначены для передачи мощностей от весьма малых (в приборах) до нескольких сотен киловатт, но преимущественно до 20 кВт.

КИНЕМАТИКА ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ. В связи с проскальзыванием ведомого колеса его окружная скорость v_2 несколько меньше окружной скорости v_1 ведущего. Зависимость между этими скоростями определяется формулой

$$v_2 = \xi v_1, \quad (5.81)$$

где ξ — коэффициент скольжения колес ($\xi = 0,995$ для передач, работающих без смазочного материала; $\xi = 0,95$ для вариаторов, работающих со смазочным материалом при значительных передаточных отношениях).

Передаточное отношение (рис. 5.56, а)

$$i = n_1/n_2 = d_2/(d_1\xi) = T_2/(T_1\xi), \quad (5.82)$$

где η — КПД передачи (в зависимости от вида передачи $\eta = 0,7 \dots 0,95$).

Для конической фрикционной передачи с углом взаимного расположения валов, равным 90° (рис. 5.56, б),

$$i = \sin \alpha_2 / (\xi \sin \alpha_1) = \operatorname{ctg} \alpha_1 / \xi = \operatorname{tg} \alpha_2 / \xi,$$

где α_1 и α_2 — углы наклона образующей конической поверхности соответственно ведущего и ведомого колес.

Передаточное отношение вариатора $i = n_1/n_2 = r_2/(r_1\xi)$ изменяется от минимального i_{\min} до максимального i_{\max} значений. *Отношение максимальной угловой скорости ведомого колеса вариатора $\omega_{2 \max}$ к минимальной угловой скорости $\omega_{2 \min}$ называют диапазоном регулирования D , который является основной кинематической характеристикой вариаторов:*

$$D = \omega_{2 \max} / \omega_{2 \min}.$$

Обычно у вариаторов $D_{\max} = 3 \dots 4$.

СИЛЫ ПРИЖАТИЯ КАТКОВ. Для передачи окружной силы F_t колеса фрикционной передачи должны быть прижаты друг к другу с силой F (см. рис. 5.56). Сила трения F_T должна быть больше окружной силы F_t , т. е. $F_T = \beta F_t = Ff$, откуда

$$F = \beta F_t / f, \quad (5.83)$$

где β — коэффициент запаса сцепления колес (в силовых передачах машин $\beta = 1,25 \dots 1,5$; в передачах приборов $\beta = 2,5 \dots 3$); f — коэффициент трения между колесами, принимаемый при наличии смазочного материала для стали по стали $f = 0,04 \dots 0,05$, без смазочного материала для стали по стали или чугуна $f = 0,15 \dots 0,2$, для стали по текстолиту $f = 0,2 \dots 0,3$.

Силы F_1 и F_2 , действующие на валы конической фрикционной передачи с углом взаимного расположения валов, равным 90° (см. рис. 5.56, б):

$$F_1 = F \sin \alpha_1; \quad F_2 = F \sin \alpha_2,$$

где α_1 и α_2 — углы наклона образующей конической поверхности соответственно ведущего и ведомого колес.

МАТЕРИАЛЫ И РАСЧЕТ ФРИКЦИОННЫХ КОЛЕС. Форма и материал колес фрикционной передачи определяются ее назначением. Основные требования к материалам фрикционных колес: высокие износостойкость и поверхностная прочность, повышающие долговечность передачи; достаточно высокий коэффициент трения, обеспечивающий наименьшую силу прижатия колес; высокий модуль упругости, способствующий уменьшению потерь на трение от упругого скольжения. Наиболее распространенные сочетания материалов фрикционных колес; закаленная сталь по закаленной стали; сталь по пластмассе; сталь или чугун по коже, прессованному асбесту или прорезиненной ткани.

Проверочный расчет по контактным напряжениям сжатия фрикционных колес при начальном касании их по линии осуществляют по формуле Герца [см. (5.28)]:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q E_{\text{пр}} / \rho_{\text{пр}}} \leq \sigma_{HP};$$

при этом допускаемые контактные напряжения на сжатие рекомендуется принимать: $\sigma_{HP} = 800 \dots 1200$ МПа для закаленных колес с $HRC_s \geq 60$; $\sigma_{HP} = 80 \dots 100$ МПа для текстолитовых колес (при модуле упругости текстолита $E = 6000$ МПа); $\sigma_{HP} \leq 1,5\sigma_{в.и}$ для чугунных колес ($\sigma_{в.и}$ — предел прочности чугуна при изгибе).

5.7.2. Ременные передачи

Ременная передача (рис. 5.58, а) состоит из ведущего и ведомого шкивов, соединенных ремнем (ремнями), надетым на шкивы с натяжением. Вращение ведущего шкива передается к ведомому благодаря трению, развиваемому между приводным ремнем и шкивами или зацеплением (зубчато-ременная передача).

Преимущества: возможность осуществления передачи между валами, расположенными на значительном расстоянии; плавность и бесшумность работы; защита от перегрузок связана со способностью ремня передать лишь определенную нагрузку, выше которой происходит буксование (скольжение) ремня по шкиву; небольшая стоимость и легкость ухода за передачей.

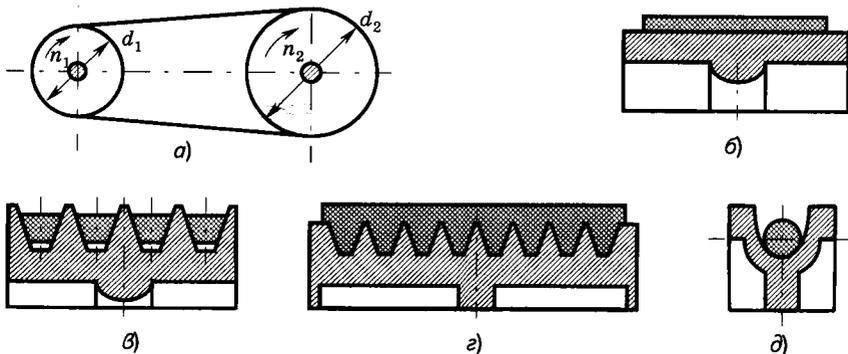


Рис. 5.58

Недостатки: большие габаритные размеры; непостоянство передаточного отношения передачи из-за проскальзывания ремня; повышенные силы давления на валы и подшипники, так как суммарное натяжение ветвей ремня значительно больше окружной силы передачи; малая долговечность ремней и необходимость предохранения их от попадания масла; необходимость устройств для натяжения ремней.

В большинстве случаев ременные передачи применяют для передачи мощностей 0,3...50 кВт: для плоскоременной передачи КПД = 0,96, а для клиноременной — КПД = 0,95.

По форме поперечного сечения приводные ремни передач трением делятся на плоские (рис. 5.58, б), клиновые (рис. 5.58, в), поликлиновые (рис. 5.58, г), круглые (рис. 5.58, д) и др.

Соответственно по форме поперечного сечения ремня различают плоскоременные, клиноременные, поликлиновые и круглоременные передачи.

МАТЕРИАЛЫ И КОНСТРУКЦИИ РЕМНЕЙ. Приводной ремень должен обладать определенной тяговой способностью (способностью передавать заданную нагрузку без буксования) и потребной долговечностью. Тяговая способность ремня обеспечивается надежным сцеплением его со шкивами, что определяется высоким коэффициентом трения между ними. Долговечность ремня зависит от возникающих в нем напряжений изгиба и частоты циклов нагружений. По материалу и конструкции различают несколько типов ремней.

Плоские ремни. К стандартным плоским ремням относятся: прорезиненные тканевые, кожаные, хлопчатобумажные цельнотканые и шерстяные. Концы плоских ремней можно соединять (сшивкой, склеиванием, металлическими скрепками), а в быстроходных передачах используются бесшовные (бесконечные).

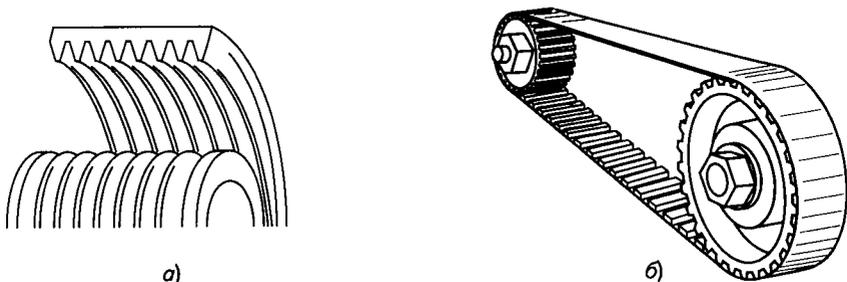


Рис. 5.59

Клиновые ремни. Их изготавливают трех типов: нормального сечения, узкие и широкие для вариаторов. Ремни нормального сечения основные в общем машиностроении. В соответствии с ГОСТ эти ремни изготавливают семи различных по размерам сечений: О, А, Б, В, Г, Д и Е. Допускаемая максимальная скорость для профилей О, А, Б, В до 25 м/с, для Г, Д и Е до 30 м/с. Сечения ремней увеличиваются от О к Е. Клиновые ремни получили наиболее широкое применение в промышленности.

Поликлиновые ремни. По конструкции они подобны клиновым. В тонкой плоской части их (см. рис. 5.58 и рис. 5.59, а) помещаются высокопрочный шнуровой корд из вискозы, стекловолокна или лавсана и несколько слоев диагонально расположенной ткани, придающей ремню большую поперечную жесткость. Поликлиновые передачи — самые компактные из всех ременных передач и могут работать со скоростью $v \leq 40$ м/с.

Зубчатые ремни (рис. 5.59, б). Они сочетают преимущества плоских ремней и зубчатых зацеплений. На рабочей поверхности ремней делают выступы (зубья), которые входят в зацепление с выступами (зубьями) на шкивах. Зубчатые ремни устанавливаются без предварительного натяжения. Они работают бесшумно без проскальзывания и имеют постоянное передаточное отношение. По сравнению с обыкновенной ременной передачей трением зубчаторемные значительно компактнее и имеют более высокий КПД.

МАТЕРИАЛЫ И КОНСТРУКЦИЯ ШКИВОВ. Шкивы ременных передач изготавливают из чугуна, стали, легких сплавов, пластмасс и дерева. Наружная часть шкива, на которой устанавливают ремень (ремни), называется ободом, а центральная часть, насаживаемая на вал, называется ступицей. Обод со ступицей соединяется диском или спицами.

КИНЕМАТИКА, ГЕОМЕТРИЯ И СИЛЫ В РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧАХ.

Схема нагружения ремня приведена на рис. 5.60, где α_i — угол обхвата ремнем шкива; a — межосевое расстояние; β_i — дуга скольжения, на которой наблюдается упругое скольжение.

Сила натяжения ведущей ветви 3 ремня F_1 , сбегаяющей с ведомого шкива 2 во время работы передачи, больше силы натяжения ведомой ветви 1 его F_2 , набегающей на ведомый шкив 2. Из распределения сил в поперечных сечениях ремня следует, что на ведущем шкиве 1 сила натяжения постепенно уменьшается, а на ведомом 2 — увеличивается. Разные натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня вызывает упругое скольжение ремня на шкивах.

Окружные скорости (м/с) ведущего v_1 и ведомого v_2 шкивов определяют по формулам:

$$v_1 = \pi n_1 d_1 / 60 \cdot 10^3; \quad v_2 = \pi n_2 d_2 / 60 \cdot 10^3,$$

где n_i — частота вращения, об/мин; d_i — диаметр i -го шкива, мм.

Вследствие упругого скольжения ремня на шкивах на ведущем шкиве окружная скорость v_1 больше окружной скорости на ведомом v_2 :

$$v_2 = (1 - \xi)v_1,$$

где ξ — коэффициент упругого скольжения. Упругое проскальзывание лежит в пределах $\xi = 0,01 \dots 0,02$ и увеличивается с ростом нагрузки.

Передаточное отношение ременной передачи с учетом проскальзывания определяется следующим образом:

$$i = n_1 / n_2 = d_2 / [d_1 (1 - \xi)]. \quad (5.84)$$

Обычно передаточное отношение выбирают не более 4...5.

Диаметр меньшего шкива плоскоремной передачи $d_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{P_1 / n_1}$, где P_1 — мощность, кВт; n_1 — частота вращения ведущего шкива, об/мин.

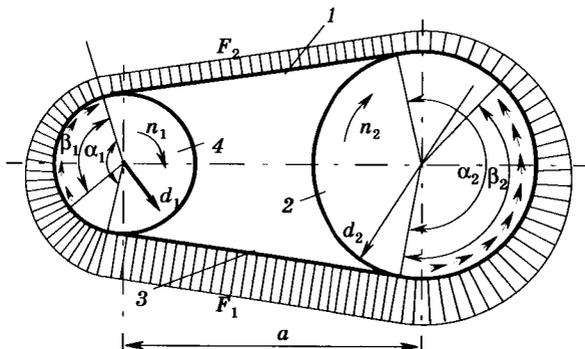


Рис. 5.60

Диаметр d_2 большего шкива, как для плоскоременной, так и для клиноременной передачи $d_2 = id_1(1 - \xi)$.

Угол обхвата ремнем меньшего шкива: $\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ(d_2 - d_1)/a$, где a — межосевое расстояние передачи, мм.

Рекомендуют принимать для плоскоременной передачи $\alpha_1 \geq 150^\circ$ и для клиноременной $\alpha_1 \geq 120^\circ$. С уменьшением α_1 уменьшается сцепление шкива с ремнем. Межосевое расстояние ременной передачи a определяется конструкцией машины или ее привода, $a \geq 2(d_1 + d_2)$.

Длина ремней передачи $L = 2a + 1,57(d_1 + d_2) + (d_2 - d_1)^2/(4a)$; вычисленное L согласовывают со стандартами для ремней.

Окружная сила на шкивах определяется передаваемой нагрузкой F_t , Н:

$$F_t = 2T_1/d_1, \quad (5.85)$$

где T_1 — расчетный вращающий момент, Н·м; d_1 — диаметр шкива, мм.

Окружная сила равна разности натяжений ветвей ремня:

$$F_t = F_1 - F_2. \quad (5.86)$$

Для нормальной работы необходимо обеспечить предварительное натяжения ремня

$$F_0 = A\sigma_0,$$

где A — площадь поперечного сечения ремня плоскоременной передачи или площадь поперечного сечения всех ремней клиноременной передачи; σ_0 — нормальное напряжение от предварительного натяжения ремня. С ростом F_0 нагрузочная способность передачи увеличивается.

Предварительное напряжение в ремне принимают для плоских стандартных ремней $\sigma_0 = 2$ МПа; для клиновых стандартных ремней $\sigma_0 = 1,2 \dots 1,5$ МПа; для полиамидных ремней $\sigma_0 = 3 \dots 4$ МПа.

Сумма натяжений ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей ремня равна:

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (5.87)$$

Из системы двух уравнений (5.86) и (5.87) получаем выражения:

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t; \quad F_2 = F_0 - 0,5F_t$$

или

$$F_1 = \frac{q}{q-1}F_t; \quad F_2 = \frac{1}{q-1}F_t.$$

Передаваемая нагрузка F_t зависит от силы трения между ремнем и шкивом. Эту связь при максимальном значении F_t , исключая пробуксовки, определяют по формуле Эйлера:

$$q = F_1/F_2 = e^{f\alpha},$$

где f — коэффициент трения; $\gamma = 180^\circ - \alpha_1$ — угол между ветвями ремня.

Наибольшие напряжения возникают в ведущей ветви ремня. Нормальное напряжение в ремне от действия силы

$$\sigma_i = F_i/A \quad (i = 1, 2).$$

Напряжение в ремне от изгиба на дуге охвата шкива:

$$\sigma_{\text{и}} = E\delta/d_1,$$

где $E = 200 \dots 600$ МПа; δ — толщина ремня.

Напряжение от центробежной силы

$$\sigma_{\text{ц}} = \rho V^2.$$

Максимальное напряжение будет в ведущей ветви ремня

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{ц}}.$$

Сила давления F_b нагрузки на валы и опоры, создаваемая натяжением ремней (рис. 5.61):

$$F_b = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2\cos(\gamma)} = 2F_0 \cos(\gamma/2).$$

ПОРЯДОК РАСЧЕТА

Расчет ремней ведется по тяговой способности, которая характеризуется кривыми скольжения и КПД. На рис. 5.62 представлены экспериментальные кривые. По оси ординат откладывают относительное скольжение ξ и КПД η , а по оси абсцисс коэффициент тяги передачи

$$\varphi = F_t/(2F_0).$$

Коэффициент тяги φ показывает, какая часть предварительного натяжения F_0 используется для передачи окружной силы F_t , исключая буксование передачи. Из кривых скольжения следует, что наиболее выгодная тяговая способность ремня соответ-

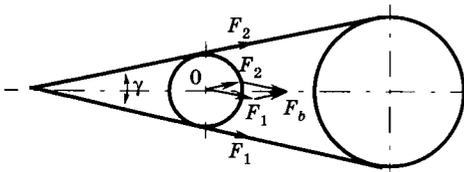


Рис. 5.61

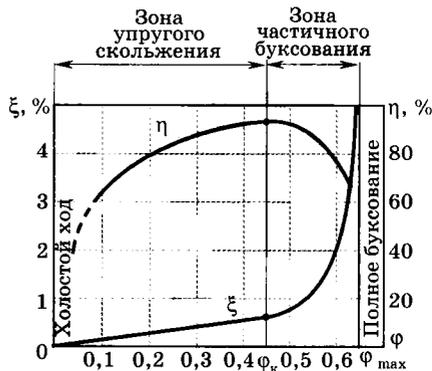


Рис. 5.62

ствует критическому значению коэффициента тяги φ_k . Экспериментально установлено, что в среднем для плоских ремней $\varphi_k = 0,4 \dots 0,6$, для клиновых ремней $\varphi_k = 0,7 \dots 0,9$.

Расчет плоскоремненной передачи по тяговой способности производят следующим образом:

определяют напряжение от полезной нагрузки $\sigma_t = 2\sigma_0 \varphi_k$ и допускаемое напряжение

$$[\sigma_t]_0 = a - w(\delta/d_1),$$

где $a = 2 \dots 3$ МПа; $w = 10 \dots 17$ МПа; δ — толщина ремня; d_1 — диаметр меньшего шкива;

затем вычисляют расчетное допускаемое напряжение для плоского ремня:

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 C,$$

где C — коэффициент, учитывающий особенности ремненной передачи $C = 0,3 \dots 1,05$. Он зависит от α , v , нагрузки. При $v \leq 20$ м/с и умеренной нагрузке $C = 0,7$.

Условие прочности ремня:

$$\sigma_t \leq [\sigma_t],$$

где $\sigma_t = F_t / (b\delta)$. (5.88)

Используя (24.8), можно определить ширину ремня

$$b = \frac{F_t}{\delta[\sigma_t]}.$$

При расчете клиновых ремней в начале выбирают сечение ремня, исходя из передаваемой мощности и частоты вращения (рис. 5.63). Область применения каждого сечения (А, Б, В, Г, Д) расположена выше собственной линии предыдущего сечения. Затем определяют требуемое количество ремней по формуле $z = P_1 / (P_0 C_1)$, где P_1 — мощность на ведущем шкиве; P_0 — допускаемая мощность на один ремень; C_1 — коэффициент, учи-

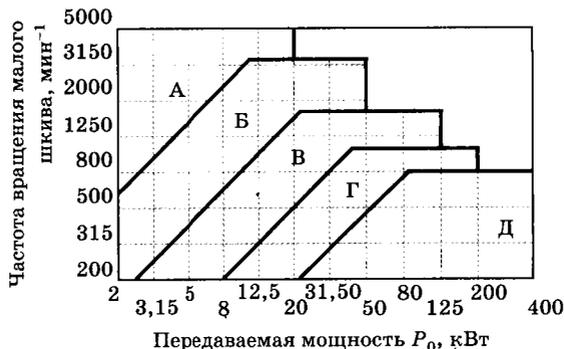


Рис. 5.63

тывающий особенности передачи (режим работы, длину ремня, неравномерность нагрузки ремней); $C_1 = 0,5...1,1$; при умеренной нагрузке $C_1 = 0,9$.

5.7.3. Цепные передачи

Цепная передача относится к передачам зацеплением с гибкой связью. Она состоит из ведущей 2 и ведомой 1 звездочек, огибаемых цепью (рис. 5.64).

Преимущества: по сравнению с зубчатыми передачами цепные передачи могут передавать движение между валами при значительных межосевых расстояниях (до 8 м); по сравнению с ременными передачами более компактны, могут передавать большие мощности (до 3000 кВт); силы, действующие на валы, значительно меньше; так как предварительное натяжение цепи мало, могут передавать движение одной цепью нескольким звездочкам.

Недостатки: значительный шум вследствие удара звена цепи при входе в зацепление, особенно при малых числах зубьев звездочек и большом шаге (этот недостаток ограничивает возможность применения цепных передач при больших скоростях); сравнительно быстрое изнашивание шарниров цепи, что приводит к удлинению цепи и требует натяжных устройств; неравномерность движения цепи, что вызывает дополнительные динамические нагрузки.

Цепные передачи применяют в станках, транспортных (велосипед) и других машинах для передачи движения между параллельными валами, расположенными на значительном расстоянии, когда зубчатые передачи непригодны, а ременные не надежны. Наибольшее применение получили цепные передачи мощностью до 120 кВт при окружных скоростях до 15 м/с. В приводах с быстроходными двигателями цепную передачу, как правило, устанавливают после редуктора; КПД передачи 0,96...0,98.

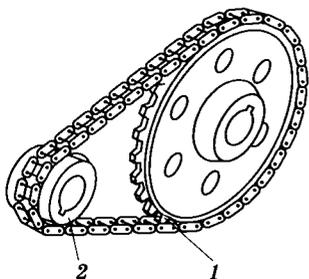


Рис. 5.64

КОНСТРУКЦИЯ ПРИВОДНЫХ ЦЕПЕЙ.

Важным элементом цепной передачи является приводная цепь, которая состоит из соединенных шарнирами звеньев. Основными типами приводных цепей являются роликовые, втулочные и зубчатые, которые стандартизованы и изготавливаются специализированными заводами с размерами, установленными в ГОСТах.

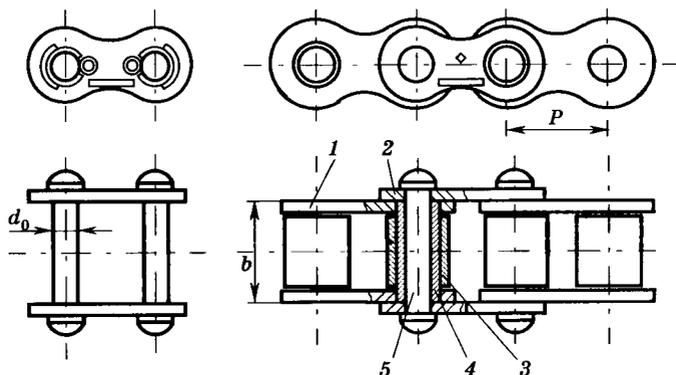


Рис. 5.65

Роликовые цепи. Они состоят из наружных и внутренних пластин 2 и 1 (рис. 5.65). В наружные пластины запрессованы валики 5, пропущенные через втулки 4, на которые запрессованы внутренние пластины. Валики и втулки образуют шарниры. На втулки свободно надеты ролики 3. Зацепление цепи со звездочкой происходит через ролик, который перекатывается по зубу и уменьшает его износ. Роликовые цепи имеют широкое распространение, рекомендуются при скоростях $v \leq 15$ м/с.

Втулочные цепи. Эти цепи аналогичны роликовым, но не имеют роликов. Они имеют меньшую массу, но менее износостойкие. Их используют в передачах, скорость которых до 10 м/с.

Зубчатые цепи. Данные цепи состоят из набора пластин с зубчиками, шарнирно соединенных между собой (рис. 5.66). Они обладают меньшим шагом и поэтому допускают более высокие скорости. Для устранения бокового спадания цепи со звездочки применяют направляющие пластины 1, расположенные по середине цепи или по ее бокам. Зубчатые цепи по сравнению с другими работают более плавно, с меньшим шумом, лучше воспринимают ударную нагрузку, но тяжелее и дороже. Рекомендуются при скоростях $v \leq 25$ м/с.

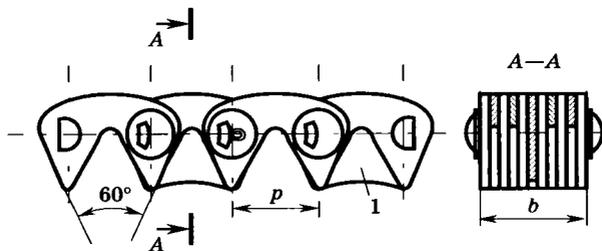


Рис. 5.66

Шаг цепи. Шаг P цепи является основным параметром цепной передачи и принимается по ГОСТу. Чем больше шаг, тем выше нагрузочная способность цепи, но сильнее удар звена о зуб в период набегания на звездочку приводит к меньшей плавности, бесшумности и долговечности передачи. При больших скоростях принимают цепи с малым шагом. В быстроходных передачах при больших мощностях рекомендуются также цепи малого шага: зубчатые большой ширины или роликовые многорядные.

МАТЕРИАЛ ЦЕПЕЙ. Цепи должны быть износостойкими и прочными. Пластины цепей изготавливают из стали 50, 40ХН и других с закалкой до твердости HRC₃ 40...56; оси, втулки, ролики, вкладыши и призмы — из цементируемых сталей, например 15, 20, 12ХНЗА и других с закалкой до твердости HRC₃ 52...65.

НАТЯЖЕНИЕ И СМАЗЫВАНИЕ ЦЕПИ. Натяжение цепи по мере изнашивания шарниров ослабевает. Цепь вытягивается, стрела провисания ведомой ветви увеличивается, что вызывает захлестывание звездочки цепью. Регулирование натяжения цепи осуществляется устройствами, аналогичными применяемым для натяжения ремня, т. е. перемещением вала одной из звездочек, нажимными роликами или оттяжными звездочками. Натяжные устройства должны компенсировать удлинение цепи в пределах двух звеньев, при большей вытяжке цепи два ее звена удаляют.

Для смазывания цепи применяют: периодическое смазывание вручную, непрерывное погружение в масляную ванну закрытого корпуса или циркуляционное струйное смазывание от насоса.

Звездочки по конструкции отличаются от зубчатых колес лишь профилем зубьев, размеры и форма которых зависят от типа цепи роликовой или втулочной (рис. 5.67, а) и зубчатой (рис. 5.67, б).

Шаг P у звездочек измеряется по хорде делительной окружности. Для увеличения долговечности цепной передачи принимают по возможности большее число зубьев меньшей звездочки, так как в зацеплении будет находиться большее число звеньев,

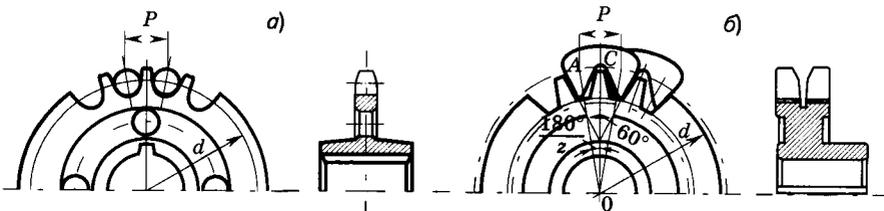


Рис. 5.67

что повысит плавность передачи и уменьшит изнашивание цепи. Однако при вытягивании цепь стремится подняться по профилю зубьев, причем тем больше, чем больше число зубьев звездочки. При весьма большом числе зубьев цепь соскакивает со звездочки. Поэтому максимальное число зубьев большой звездочки ограничено: для втулочной цепи $z_2 \leq 90$, для роликовой $z_2 \leq 120$, для зубчатой $z_2 \leq 140$. Число зубьев малой звездочки для втулочных и роликовых цепей принимают по эмпирической зависимости

$$z_{1 \min} = 29 - 2u. \quad (5.89)$$

Для зубчатых цепей значение $z_{1 \min}$ увеличивают на 20—30%. Предпочтительно принимать нечетные числа зубьев звездочек, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному ее изнашиванию.

Материал звездочек должен быть износостойким и хорошо сопротивляться ударным нагрузкам. Звездочки изготовляют из сталей 45, 40Х, 12ХНЗА и других с закалкой или из цементруемых сталей 15, 20Х и др. Перспективным является изготовление зубчатого венца звездочек из неметаллов, что понижает шум при работе передачи и изнашивание цепи.

КИНЕМАТИКА ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ. Цепь за один оборот звездочки проходит путь Pz , следовательно, скорость цепи

$$v = Pz_1 n_1 = Pz_2 n_2,$$

где P — шаг цепи; z_1 и z_2 — числа зубьев ведущей и ведомой звездочек; n_1 и n_2 — частота вращения ведущей и ведомой звездочек.

Из равенства скоростей цепи на звездочках передаточное число

$$u = n_1/n_2 = z_2/z_1. \quad (5.90)$$

Передаточное число цепной передачи переменено в пределах поворота звездочки на один зуб, что практически заметно лишь при малом числе z_1 . Непостоянство u (обычно в пределах 1—2%) вызывает неравномерность хода передачи и колебания самой цепи. Среднее передаточное число за оборот постоянно. Для цепных передач рекомендуется $u \leq 7$. Выбрав с помощью формулы (5.89) $z_{1 \min}$, определяем из (5.90) число зубьев большей звездочки.

ГЕОМЕТРИЯ ПЕРЕДАЧИ. Делительная окружность звездочек проходит через центры шарниров цепи. Из треугольника OAC (рис. 5.67, б) находим делительный диаметр

$$d = P/\sin(180^\circ/z),$$

где P — шаг; z — число зубьев звездочки.

Рекомендуется определять межосевое расстояние по формуле $a = (30...50)P$ (большее значение при больших u).

Длина цепи равна

$$L = 2a/P + 0,5(z_1 + z_2) + P(z_2 - z_1)^2/(4aP^2).$$

СИЛЫ В ПЕРЕДАЧЕ. Окружная сила, передаваемая цепью:

$$F_t = 2T/d,$$

где d — делительный диаметр звездочки.

Предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви

$$F_0 = k_f q a g,$$

где k_f — коэффициент провисания ($k_f = 6$ для горизонтальных передач; $k_f = 3$ для наклоненных к горизонту до 40° ; $k_f = 1$ для вертикальных); q — масса 1 м цепи, кг/м; a — межосевое расстояние, м; $g = 9,81$ м/с².

Натяжение цепи от центробежных сил $F_v = qv^2$. Сила F_v нагружает звенья цепи по всему ее контуру, но звездочками не воспринимается. Натяжение ведущей ветви цепи работающей передачи

$$F_1 = F_t + F_0 + F_v. \quad (5.91)$$

Натяжение ведомой ветви цепи F_2 равно большему из натяжений F_0 и F_v . Благодаря тому, что шарнир сбегающего звена цепи упирается в зуб, сила F_2 не передается на звенья, расположенные на звездочке.

НАГРУЗКА НА ВАЛЫ ЗВЕЗДОЧЕК. Цепь действует на валы звездочек с силой

$$F_n = k_b F_t + 2F_0,$$

где k_b — коэффициент нагрузки вала ($k_b = 1,15...1,105$).

При ударной нагрузке k_b увеличивают на 10...15%. Направление силы F_n принимают по линии центров валов.

РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ. Работоспособность цепных передач зависит от долговечности цепи, определяемой изнашиванием шарниров. В соответствии с этим за основной принят расчет цепных передач, обеспечивающий износостойкость шарниров. Цепи, выбранные из условия износостойкости, обладают достаточной прочностью. Долговечность приводных цепей по износу составляет 8...10 тыс. ч работы.

РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ С РОЛИКОВОЙ (ВТУЛОЧНОЙ) ЦЕПЬЮ. Нагрузочная способность цепи определяется из условия, чтобы среднее давление p_n в шарнире звена не превышало допускаемого $[p_n]$ ($[p_n] = 15...35$ МПа; с увеличением шага и скорости $[p_n]$ уменьшают):

$$p_{ц} = F_p K_{\vartheta} / A m \leq [p_{ц}], \quad (5.92)$$

где F_p — расчетная окружная сила, передаваемая цепью; $K_{\vartheta} = K_c K_{\Theta} K_p$ — коэффициент эксплуатации ($K_{\vartheta} = 0,64 \dots 1,25$); K_c — коэффициент способа смазывания ($K_c = 0,8$ при непрерывном смазывании; $K_c = 1,5$ при периодическом); K_{Θ} — коэффициент наклона линии центров звездочек к горизонту (при $\Theta \leq 60^\circ K_{\Theta} = 1$, при $\Theta > 60^\circ K_{\Theta} = 1,25$); K_p — коэффициент способа регулирования натяжения цепи (при регулировании отжимными опорами $K_p = 1$, при регулировании нажимными звездочками $K_p = 0,8$, для нерегулируемой передачи $K_p = 1,25$); A — площадь проекции опорной поверхности шарнира (для роликовых и втулочных цепей $A = d_0 b$); d_0 — диаметр оси; b — длина втулки); m — коэффициент рядности цепи (для одного ряда $m = 1$).

Выразив в формуле (5.92) окружную силу F_p через момент T_p на малой звездочке, а площадь проекции опорной поверхности шарниров через шаг P ($A = b d = 0,28 P^2$), получим формулу для выбора шага роликовой (втулочной) цепи:

$$P \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_p K_{\vartheta}}{m z_1 [p_{ц}]}}$$

где T_p — расчетный вращающий момент; $m = 1 \dots 4$; $[p_{ц}]$ — допускаемое давление в шарнирах роликовой цепи, МПа.

5.8. ВАЛЫ И ОСИ

Валы предназначены для закрепления на них деталей (зубчатых колес, червяков, звездочек, шкивов, полумуфт и т. д.) и передачи вращающих моментов. Оси служат только для поддержания вращающихся деталей механизмов и в отличие от валов не передают вращающих моментов. Оси могут быть вращающиеся и неподвижные.

По виду геометрической оси валы делятся на прямые, коленчатые и гибкие. Наибольшее применение имеют прямые валы (рис. 5.68, а—в). Коленчатые валы (рис. 5.68, г) применяют

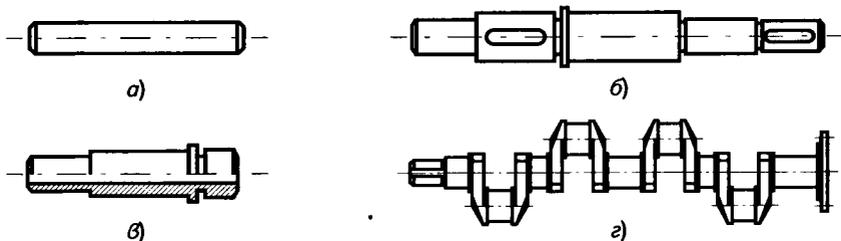


Рис. 5.68

только в поршневых машинах для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот (двигатели внутреннего сгорания, насосы, компрессоры). Гибкие валы с произвольной формой геометрической оси применяют для передачи вращения в механизмах, узлы которых меняют свое положение в процессе работы, например приборы дистанционного управления, зубообрабатывающие бормашины и др. Коленчатые и гибкие валы относятся к деталям специального назначения и в курсе «Детали машин» не рассматриваются.

Прямые валы по форме внешней поверхности делятся на гладкие (см. рис. 5.68, а) и ступенчатые или фасонные (см. рис. 5.68, б, в). Гладкие валы по всей длине имеют один номинальный размер, а соответствующие посадки различных деталей обеспечиваются предельными отклонениями. В силовых механизмах гладкие валы имеют ограниченное применение. В основном они используются в трансмиссиях для передачи только вращающего момента. Большее применение они получили в ненагруженных малоразмерных кинематических механизмах.

Ступенчатые валы менее технологичны в изготовлении, но более удобны при сборке, особенно сложных многоступенчатых механизмов. Каждая деталь свободно проходит на свое место, и с одной стороны обеспечивается ее осевая фиксация. Кроме того, ступенчатый вал имеет меньшую массу, так как по форме приближается к балке равного сопротивления изгибу. Полые валы (см. рис. 5.68, в) дороже в изготовлении, чем сплошные, и их применяют при жестких требованиях к массе конструкции (например, механизмы авиационной и космической техники). При отношении внутреннего диаметра вала к наружному $d/D = 0,6 \dots 0,7$ масса его снижается на 40—50%, а момент сопротивления сечения изгибу W — всего на 15—25%, что не вызывает резкого снижения прочности. Обычно принимают $d/D < 0,75$, что связано с необходимостью выполнения шпоночных пазов, шлицев, резьбы. Применяют полые валы также тогда, когда через вал пропускают другую деталь, подводят смазочный материал и пр.

Конструкция ступенчатого вала определяется количеством и конструкцией деталей, которые на нем размещаются, расположением опор, условиями сборки. На валу можно выделить отдельные элементы: концевые участки; переходные участки между соседними ступенями разных диаметров; места посадки подшипников, уплотнений и деталей, передающих вращающий момент.

Входной и выходной валы передаточных механизмов должны иметь консольные участки для установки шкивов, звездочек, зубчатых колес, полумуфт. Концевые участки выполняют

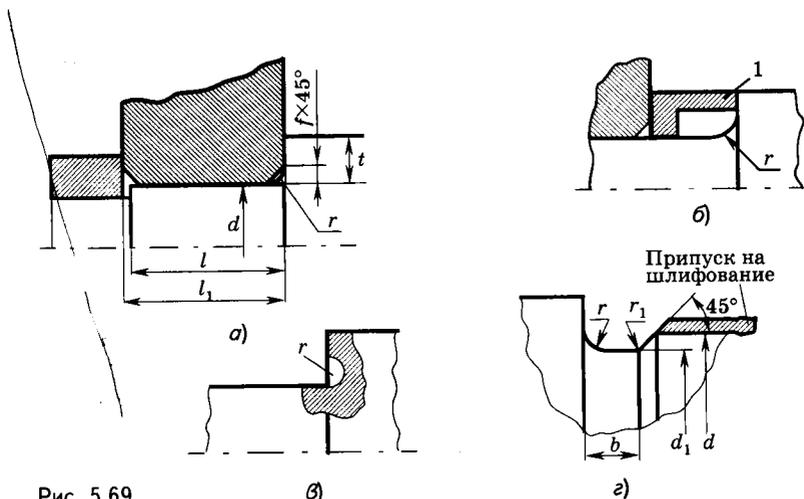


Рис. 5.69

цилиндрическими, реже коническими, форма и размеры которых определяются стандартами. Цилиндрические проце в изготовлении, а конические — с конусностью 1 : 10 обеспечивают высокую точность базирования и центрирования сопряженных деталей, легкость сборки и разборки.

В местах изменения диаметра вала выполняют плавный переход — галтель постоянного радиуса (рис. 5.69, а). Для уменьшения концентрации напряжений разность между диаметрами ступеней вала должна быть минимальной, а радиус галтели — максимальным. Отношение r/d принимают не менее 0,1. Для того чтобы обеспечить упор сопряженной с валом детали по плоскости заплечика, радиус галтели должен быть меньше катета фаски детали f , а высота заплечика $t > 2f$. При передаче больших осевых усилий высота уступа выбирается из условия прочности торцевой поверхности на смятие, а толщина буртика — из условия обеспечения прочности на срез. Высота буртика (или уступа) для упора внутреннего кольца подшипника должна позволять съем подшипника при демонтаже. Если на концевом участке вала шпонка имеет с валом плотное соединение, высота заплечика t должна быть больше выступающей из вала высоты шпонки, чтобы подшипник можно было установить на свое место без съема шпонки. Допуски на биение упорных буртиков валов назначаются в пределах 0,01...0,06 мм.

Один из способов повышения усталостной прочности вала — перекрытие галтели (рис. 5.69, б), которое применяют при установке деталей, имеющих небольшой радиус закругления или фаску на входе. Осевая фиксация детали осуществляется с помощью промежуточного кольца 1, что позволяет увеличить радиус галтели r . Иногда для увеличения радиуса применяют гал-

тель с поднутрением (рис. 5.69, в), при этом уменьшается длина цилиндрической части вала.

При необходимости шлифования посадочных мест на валу, примыкающих к уступу, предусматривают канавки для выхода шлифовального круга (рис. 5.68, з). Для валов малого диаметра такие канавки снижают сопротивление изгибу и кручению, поэтому шлифование посадочных поверхностей таких валов возможно только при высоких значениях запасов прочности $n > 2,0 \dots 2,5$.

Посадочные поверхности осей и валов выполняют в основном цилиндрическими. Конструкция этих участков валов зависит от вида насаживаемой детали и способа передачи вращающего момента. Длину участков l принимают на $0,5 \dots 1$ мм меньше, чем длину ступицы l_1 , для обеспечения осевой фиксации детали. Шероховатость поверхностей ($Ra = 1,25 \dots 0,63$) назначается в зависимости от характера сопряжения, качества, типа насаживаемой детали и др.

На концах валов или промежуточных участков выполняют заходные фаски для облегчения сборки, предотвращения скола кромок и пореза рук сборщика. Размеры фаски c назначают в зависимости от диаметра вала d : $c = 0,5 \dots 1$ мм при $d = 5 \dots 10$ мм; $c = 1,0 \dots 1,5$ мм при $d = 10 \dots 20$ мм и $c = 1,5$ мм при $d > 20$ мм.

Опорные поверхности вала под подшипники при восприятии радиальной нагрузки называются цапфами или шейками для промежуточных опор. Эти участки имеют цилиндрическую форму для подшипников качения, но могут быть конические или сферические цапфы для подшипников скольжения. Посадочные диаметры под подшипники качения выбирают из стандартного ряда диаметров отверстий подшипников качения. При восприятии осевых нагрузок эти участки валов называются пятнами. Шероховатость опорных поверхностей под подшипники назначают в зависимости от характера сопряжения подшипника с валом, диаметра цапфы и класса точности подшипника. Для подшипников нулевого класса точности шероховатость посадочных мест $Ra = 1,25$ мкм, торцов заплечиков $Ra = 2,5$ мкм; для подшипников повышенных классов точности $Ra = 0,63$ и $1,25$ мкм соответственно. Отклонения от круглости и цилиндричности мест посадки не должны превышать $0,5$ допуска на диаметр, а для подшипников классов точности 5, 4 и 2 не более $0,003 \dots 0,018$ мм.

Материалом валов и осей являются углеродистые и легированные стали, обладающие высокой прочностью, способностью к поверхностному и объемному упрочнению (для повышения усталостной прочности и износостойкости) и хорошей обрабаты-

ваемостью. Материал валов выбирают с учетом условий работы механизма. В малонагруженных механизмах валы, не подвергающиеся термообработке, изготавливают из углеродистых сталей 20, 45А, 50 и др. Для средне- и тяжелонагруженных валов применяют легированные стали 40Х, 40ХН, 40ХН2МА, 30ХГСА и др. Валы из легированных сталей подвергаются улучшению, закалке с высоким отпуском; для повышения износостойкости отдельные участки валов подвергаются поверхностной закалке ТВЧ. Цапфы валов и осей под подшипники скольжения механизмов с большим ресурсом для повышения износостойкости цементируют. Выбор вида термообработки осуществляется в соответствии с маркой стали (цементируемой или позволяющей азотирование). Для повышения износостойкости применяют хромоникелевые стали или хромируют шейки валов, при этом ресурс увеличивается в 3—5 раз.

Посадочные места высоконагруженных валов и осей после токарной обработки шлифуют. При знакопеременном нагружении неровности поверхности являются микроконцентраторами напряжений. Шлифование и полирование снижают величину неровностей и увеличивают долговечность вала. Высоконапряженные валы шлифуют по всей поверхности.

Расчет валов проводится в три этапа.

При отсутствии данных о линейных размерах вала и соответственно об изгибающих моментах на первом этапе определяют приближенное значение диаметра вала в наиболее нагруженном сечении. Из условия прочности вала на кручение

$$d \geq \sqrt[3]{T/0,2[\tau]},$$

где T — вращающий момент, передаваемый валом, Нмм; $[\tau]$ — допускаемое напряжение на кручение, МПа (для стальных валов принимают $[\tau] = 12 \dots 20$ МПа).

На втором этапе в соответствии с полученным диаметром вала придается конструктивная форма, отвечающая кинематической схеме и отражающая требования технологичности и сборки. В результате устанавливаются все размеры вала.

На третьем этапе выполняется проверочный расчет вала. Основным критерием вращающихся валов и осей является циклическая прочность, так как постоянные по значению и направлению силы вызывают в них переменные напряжения. На статическую прочность рассчитывают неподвижные оси и некоторые валы при действии больших пусковых моментов. Недостаточная жесткость валов отрицательно влияет на работу связанных с ним соединений, подшипников, зубчатых колес и других деталей; увеличивает износ; снижает сопротивление усталости деталей и соединений; уменьшает точность механизмов и т. п. Расчет вала

на жесткость выполняется в тех случаях, когда эти влияния оказываются существенными и требуют обязательного учета.

РАСЧЕТ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ. В расчете вала можно выделить следующие этапы: составление расчетной схемы; определение расчетных нагрузок и построение эпюр нормальных сил, изгибающих и крутящих моментов; расчет напряжений и запасов прочности в опасных сечениях вала.

Для расчета вращающиеся валы и оси представляют в виде балки на шарнирных опорах. Место расположения опор зависит от вида подшипника. При установке вала в радиальных шариковых или роликовых подшипниках качения точками опор считают середину ширины каждого подшипника (рис. 5.70, а, б). При установке вала в радиально-упорных подшипниках опоры располагаются со смещением от торца на величину a в зависимости от угла контакта. Для шариковых подшипников $a = B/2 + (d + D) \operatorname{tg} \alpha/2$ (рис. 5.70, в), а для конических роликовых $a = T/2 + (d + D)e/6$ (рис. 5.70, г), где e — коэффициент осевого нагружения, зависящий от угла контакта (табл. 5.14). При установке в опоре двух подшипников условную опору располагают на расстоянии одной трети l от середины внутреннего подшипника (рис. 5.70, д). У валов, вращающихся в подшипниках

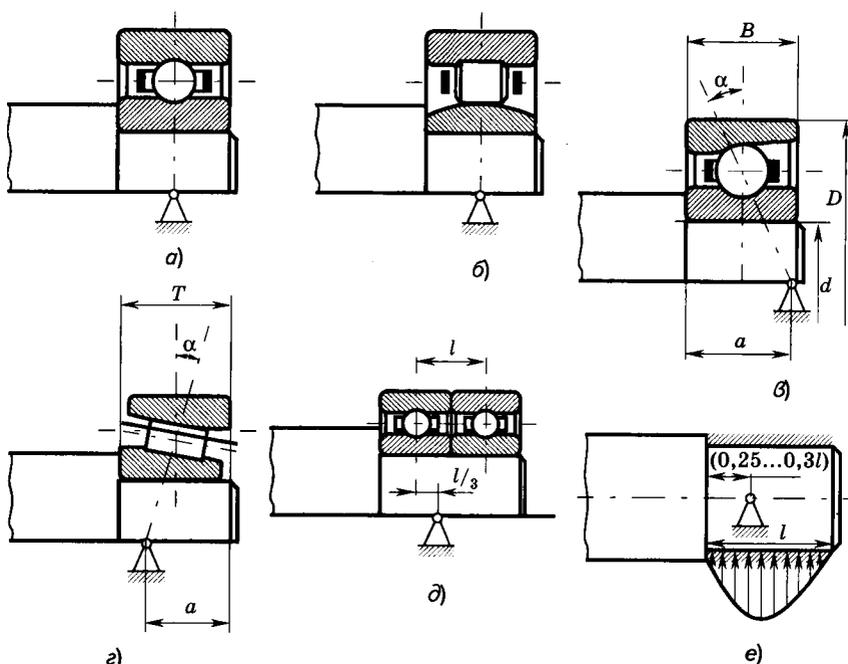


Рис. 5.70

скольжения, условную шарнирную опору располагают на расстоянии $(0,25...0,3)l$ от торца подшипника (рис. 5.70, е).

Таблица 5.14

Тип подшипника	Угол контакта, α°	F_o/C_0	Однорядные подшипники				Двухрядные подшипники				Коэффициент осевого нагружения, e
			$F_o/VR \leq e$		$F_o/VR > e$		$F_o/VR \leq e$		$F_o/VR > e$		
			x	y	x	y	x	y	x	y	
Шариковые радиальные	0	0,014	1	0	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19
		0,028				1,99				1,99	0,22
		0,056				1,71				1,71	0,26
		0,084				1,55				1,55	0,28
		0,11				1,45				1,45	0,30
		0,17				1,31				1,31	0,34
		0,28				1,15				1,15	0,38
		0,42				1,04				1,04	0,42
	0,056				1,0				1,0	0,44	
Шариковые радиально-упорные	12	0,014	1	0	0,45	1,81	1	2,08	0,74	2,94	0,30
		0,029				1,62		1,84		2,63	0,34
		0,057				1,46		1,60		2,37	0,37
		0,086				1,34		1,52		2,18	0,41
		0,11				1,22		1,39		1,98	0,45
		0,17				1,13		1,30		1,84	0,48
		0,29				1,04		1,20		1,69	0,52
		0,43				1,01		1,16		1,64	0,54
		0,57				1,0		1,16		1,62	0,54
	18—20	—			0,43	1,0		1,09	0,70	1,63	0,57
	24—26				0,41	0,87		0,92	0,67	1,44	0,68
	30				0,39	0,76		0,78	0,63	1,24	0,80
	35—36				0,37	0,66		0,66	0,60	1,07	0,95
40				0,35	0,57		0,55	0,57	0,93	1,14	
Родиковые конические	—	—	1	0	0,4	0,4 $\text{ctg } \alpha$	1	0,45 $\text{ctg } \alpha$	0,67	0,67 $\text{ctg } \alpha$	1,5 $\text{ctg } \alpha$

Нагрузки, действующие на вал, передаются от сопряженных с ним деталей, таких как зубчатые и червячные колеса, шкивы, звездочки и др. Они определяются по соответствующим зависимостям расчета передач или экспериментально. В расчетах валов эти нагрузки, распределенные по поверхности контакта, заменяются сосредоточенными эквивалентными силами и прикладываются в середине ступицы детали. Найденные нагрузки переносятся на ось вала и строятся соответствующие эпюры.

При расчете на усталость расчетными являются сечения с концентраторами напряжений: галтельные переходы, шлицы, шпоночные канавки, поперечные отверстия, резьба, в которых действуют высокие изгибающий и крутящий моменты. В сложных по конструкции валах иногда трудно выделить одно опасное сечение и тогда расчет ведется для нескольких сечений. Для каждого из расчетных сечений определяют коэффициенты запасов прочности и сравнивают его с допускаемым значением $[n]$. Для обеспечения надежной работы должно быть $[n] = 1,5 \dots 2,5$. Прочность оценивают по формуле

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n],$$

где n_σ и n_τ — запасы прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$n_\sigma = \sigma_{-1} / (\sigma_a K + \sigma_m \psi_\sigma);$$

$$n_\tau = \tau_{-1} / (\tau_a K' + \tau_m \psi_\tau),$$

где σ_{-1} и τ_{-1} — пределы выносливости стандартного образца при симметричном цикле изменений напряжений; σ_a и τ_a — амплитудные напряжения циклов нормальных и касательных напряжений; σ_m и τ_m — средние напряжения циклов; K и K' — коэффициенты снижения пределов выносливости детали; ψ_σ и ψ_τ — коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений.

Для углеродистых сталей $\psi_\sigma = 0,10$; $\psi_\tau = 0,05$; для легированных сталей $\psi_\sigma = 0,15$; $\psi_\tau = 0,10$. Коэффициент снижения предела выносливости детали:

при расчете на изгиб

$$K = \left(\frac{k_\sigma}{k_{d\sigma}} + \frac{1}{k_{F\sigma}} - 1 \right) \frac{1}{k_V};$$

при расчете на кручение

$$K' = \left(\frac{k_\tau}{k_{d\tau}} + \frac{1}{k_{F\tau}} - 1 \right) \frac{1}{k_V},$$

где k_σ и k_τ — эффективные коэффициенты концентрации напряжений (зависят от вида концентратора напряжений); $k_{d\sigma}$ и $k_{d\tau}$ — коэффициенты влияния размеров детали; k_V — коэффициент, учитывающий повышения предела выносливости при поверхностном упрочнении; $k_{F\sigma}$ и $k_{F\tau}$ — коэффициенты влияния шероховатости.

Эффективные коэффициенты k_σ и k_τ концентрации напряжений для стали при изгибе и кручении валов в месте кольцевой канавки находят по табл. 5.15; в ступенчатом переходе с галтелью — по табл. 5.16; при изгибе и кручении валов со шлицами, шпоночной канавкой, с резьбой и поперечным отверстием — по табл. 5.17.

Коэффициенты — $k_{d\sigma}$ и $k_{d\tau}$ приведены в табл. 5.18; коэффициент k_V — в табл. 5.19.

Значения $k_{F\sigma}$ в зависимости от параметров шероховатости Ra и Rz приведены на рис. 5.71. Величина $k_{F\tau}$ определяется соотношением $k_{F\tau} = 0,575k_{F\sigma} + 0,425$.

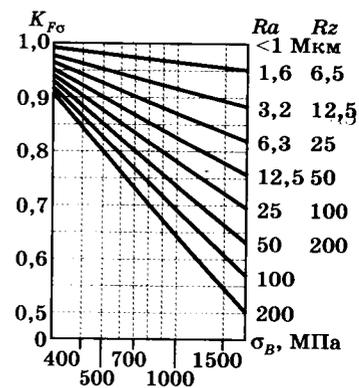


Рис. 5.71

Таблица 5.15

Эффективный коэффициент концентрации	σ_B , МПа	r/d							
		0,01	0,03	0,05	0,1	0,01	0,02	0,03	
k_σ		$t/r = 0,5$				$t/r = 2$			
	600	1,98	1,82	1,71	1,52	2,43	2,32	2,22	
	800	2,09	1,92	1,82	1,59	2,56	2,45	2,35	
	1000	2,20	2,02	1,93	1,66	2,70	2,58	2,47	
	1200	2,31	2,12	2,04	1,73	2,84	2,71	2,59	
			$t/r = 1$				$t/r = 3$		
	600	2,21	2,03	1,91	—	2,56	2,42	—	
	800	2,37	2,14	2,03	—	2,73	2,56	—	
	1000	2,45	2,25	2,15	—	2,90	2,70	—	
	1200	2,57	2,36	2,27	—	3,07	2,84	—	

Таблица 5.16

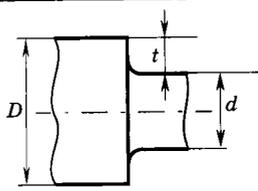
Эффективный коэффициент концентрации	σ_B , МПа	r/d							
		0,01	0,03	0,05	0,1	0,01	0,02	0,05	
									
k_τ	600	1,80	1,60	1,46	1,23	—	—	—	
	800	2,00	1,75	1,57	1,28	—	—	—	
	1000	2,20	1,90	1,69	1,34	—	—	—	
	1200	2,40	2,05	1,81	1,40	—	—	—	
k_σ	$t/r=1$					$t/r=3$			
	600	1,38	1,67	1,64	1,50	1,94	2,02	2,03	
	800	1,41	1,76	1,73	1,61	2,03	2,13	2,16	
	1000	1,45	1,84	1,83	1,12	2,12	2,25	2,30	
	1200	1,49	1,92	1,93	1,83	2,21	2,37	2,44	
	$t/r=2$					$t/r=5$			
	600	1,57	1,88	1,82	—	2,17	2,23	—	
	800	1,62	1,99	1,95	—	2,28	2,38	—	
	1000	1,67	2,11	2,07	—	2,39	2,52	—	
	1200	1,72	2,23	2,19	—	2,50	2,66	—	
	k_τ	$t/r=1$					$t/r=3$		
		600	1,29	1,42	1,44	1,39	1,59	1,66	1,68
800		1,30	1,45	1,47	1,43	1,64	1,72	1,74	
1000		1,31	1,48	1,51	1,46	1,68	1,79	1,81	
1200		1,32	1,52	1,54	1,50	1,73	1,86	1,88	
$t/r=2$					$t/r=5$				
600		1,40	1,57	1,57	—	2,24	2,12	—	
800		1,43	1,61	1,62	—	2,37	2,22	—	
1000		1,46	1,66	1,68	—	2,48	2,31	—	
1200		1,47	1,71	1,74	—	2,60	2,40	—	

Таблица 5.17

σ_v , МПа	Шлицы		Шпоночная канавка		Метрическая резьба		Поперечное отверстие диаметром
	прямоточные	звольвентные	со ступенчатым выходом	с плавным выходом	d/D 0,05...0,015	d/D 0,15...0,25	
k_σ							
600	1,55		1,76	1,46	1,96	2,05	1,85
800	1,65		2,01	1,62	2,20	2,10	1,90
1000	1,72		2,26	1,77	2,61	2,20	2,00
1200	1,75		2,50	1,92	2,90	2,30	2,10
k_τ							
600	2,36	1,46	1,54		1,54	1,80	
800	2,55	1,52	1,88		1,71	1,96	
1000	2,70	1,58	2,22		2,22	1,98	
1200	2,80	1,60	2,39		2,39	2,00	

Таблица 5.18

Деформация и материал	d , мм							
	15	20	30	40	50	70	100	200
Изгиб для углеродистых сталей $k_{d\sigma}$	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,7	0,61
Изгиб для легированных и кручение для всех сталей $k_{d\sigma}, k_{d\tau}$	0,87	0,83	0,77	0,73	0,7	0,65	0,59	0,52

Таблица 5.19

Обработка поверхности	Длина сердцевинны σ_v , МПа	Коэффициент упрочнения k_v		
		гладкие валы	валы с концентрацией напряжений	
			$k_\sigma = 1,5$	$k_\sigma = 1,8...2,0$
Закалка с нагревом ТВЧ: $d = 10...20$ мм	600—800	1,5—1,7	1,6—1,7	2,4—2,8
	800—1000	1,3—1,5	—	—
Азотирование	900—1200	1,1—1,25	1,5—1,7	1,7—2,1
Цементация	700—800	1,4—1,5	—	—
	1000—1200	1,2—1,3	2,0	—
Дробеструйный наклеп: $d = 8...40$ мм	600—1500	1,1—1,25	1,5—1,6	1,7—2,1
Накатка роликом: $d = 17...30$ мм	—	1,1—1,3	1,3—1,5	1,6—2,0

РАСЧЕТ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ. На статическую прочность расчет ведется по эквивалентным напряжениям. Поскольку основными являются напряжения изгиба и кручения, а напряжения от нормальных сил относительно малы, эквивалентные напряжения определяются по формуле

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\sigma_{\text{и}}^2 + 3\tau_{\text{к}}^2},$$

где $\sigma_{\text{и}}$, $\tau_{\text{к}}$ — наибольшие напряжения соответственно изгиба и кручения.

Для валов сплошного круглого поперечного сечения $W_{\text{и}} = 2W_{\text{к}}$

$$\sigma_{\text{экр}} = \frac{10}{d^3} \sqrt{M_{\text{и}}^2 + 0,75T^2}.$$

Запас прочности по пределу текучести

$$n_{\text{т}} = \frac{\sigma_{\text{т}}}{\sigma_{\text{экр}}} \geq [n_{\text{т}}].$$

Допускаемый запас прочности принимают равным 1,2—1,8. Опасное сечение при расчете вала на статическую прочность определяется значениями моментов и размерами сечений. Эти значения находятся после построения эпюр изгибающих и крутящих моментов.

5.9. ОПОРЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Опоры валов и осей предназначены для поддержания вращательного или качательного движения валов и осей и передачи усилий от них на корпус. От конструкции опор во многом зависит точность действия и надежность работы механизма в целом. Опоры, предназначенные для восприятия радиальной или комбинированной (радиальной и осевой) нагрузки принято называть подшипниками, а опоры, воспринимающие только осевые нагрузки, — подпятниками.

По виду трения они делятся на опоры качения и опоры скольжения. Выбор того или иного типа опоры определяется условиями работы, нагрузками, действующими на опору, габаритными ограничениями, требуемой долговечностью и стоимостью механизма.

5.9.1. Подшипники качения

Подшипник качения — это готовый сборочный узел, состоящий из наружного *1* и внутреннего *2* колец с дорожками качения, между которыми располагаются тела качения *3*, и сепаратор *4*, удерживающий тела качения на определенном расстоянии друг от друга и направляющий их вращение (рис. 5.72, *a*). Подшипники качения являются наиболее распространенной законченной сборочной единицей и используются практически во всех механизмах, имеющих вращающиеся детали (за исключением механизмов с опорами скольжения).

Подшипники качения стандартизованы и выпускаются на специализированных государственных подшипниковых заводах (ГПЗ). По производству подшипников отечественная промышленность занимает одно из ведущих мест в Европе. В конце 80-х годов XX в. выпускалось до 1 млрд подшипников различных типоразмеров от 1 мм внутреннего диаметра до 3 м наружного диаметра.

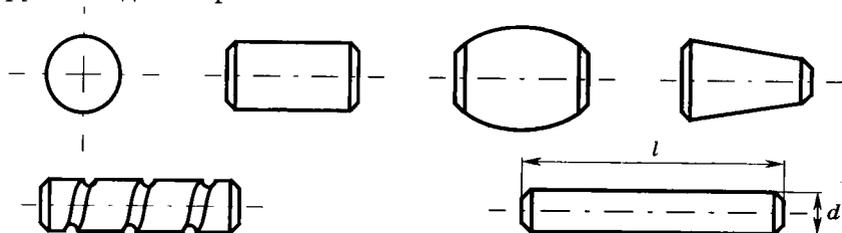
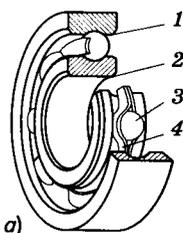


Рис. 5.72

b

Преимущества: относительно малые потери на трение; сравнительно низкая стоимость подшипников при их массовом производстве; относительно малая длина опоры; меньший расход смазочного материала; малые пусковые моменты; полная взаимозаменяемость, что облегчает сборку и ремонт механизмов. В конструкциях валов и осей с подшипниками качения проще решаются вопросы осевой фиксации и компенсации температурных деформаций, они менее чувствительны к перекосам и прогибам валов под нагрузкой, к несоосности опор.

Недостатки: высокая чувствительность к ударным нагрузкам; ограниченная быстроходность, связанная с кинематикой и динамикой тел качения (центробежные силы, гироскопические моменты и др.); высокая стоимость при единичном или мелкосерийном производстве; сравнительно большие радиальные размеры опоры; ограниченный диапазон рабочих температур; шум во время работы, обусловленный погрешностями формы; подшипники общего применения не работают в агрессивных средах.

Подшипники общего применения, которые используют в общем машиностроении, железнодорожном транспорте, автомобилестроении и других отраслях промышленности, выпускают пяти классов точности, которые отличаются величинами допусков на размеры колец и тел качения. С повышением точности изготовления возрастает стоимость подшипников, поэтому выбор класса точности должен иметь соответствующее обоснование. В таблице 5.20 приведена сравнительная стоимость подшипников различных классов точности.

Таблица 5.20

Обозначение	Класс точности	Сравнительная стоимость
0	Нормальный	1
6	Повышенный	1,92
5	Высокий	10
4	Прецизионный	20
2	Сверхпрецизионный	До 100

При отсутствии специальных требований для большинства изделий общего назначения используют подшипники нормального класса точности 0.

По форме тел качения подшипники разделяют на шариковые и роликовые. Ролики могут быть короткие цилиндрические, бочкообразные, конические, витые и длинные цилиндрические (рис. 5.72, б).

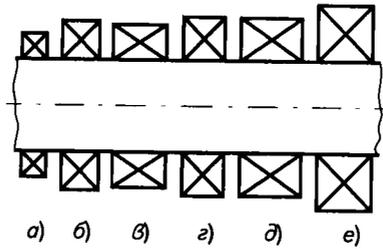


Рис. 5.73

По направлению воспринимаемой нагрузки подшипники делятся на радиальные, воспринимающие только радиальную или радиальную и некоторую осевую нагрузки; радиально-упорные, служащие для восприятия радиальной и значительной осевой нагрузок; упорно-радиальные, воспринимающие радиальные нагрузки наряду с осевыми; упорные, предназначенные для восприятия осевой нагрузки.

По способу самоустановки подшипники могут быть несамустанавливающиеся и самоустанавливающиеся.

По числу рядов тел качения подшипники делят на однорядные, двух- и многорядные.

По соотношению габаритных размеров однотипные подшипники разделяют на серии: сверхлегкую, особо легкую (рис. 5.73, а), легкую (рис. 5.73, б), легкую широкую (рис. 5.73, в), среднюю (рис. 5.73, г), среднюю широкую (рис. 5.73, д) и тяжелую (рис. 5.73, е). Подшипники легкой и средней серий — самые распространенные и, соответственно, при массовом выпуске имеют низкую стоимость.

Рассмотрим некоторые основные типы подшипников общего применения.

РАДИАЛЬНЫЕ ПОДШИПНИКИ. *Подшипник шариковый радиальный однорядный* (рис. 5.74, а) предназначен для восприятия радиальной нагрузки, но может воспринимать и осевую нагрузку в пределах до 70% от неиспользованной радиальной. Эти подшипники фиксируют положение вала в двух осевых направлениях, при низких частотах вращения допускают небольшие перекосы валов (до 8'), величина которых зависит от внутренних зазоров между кольцами и телами качения.

Подшипник шариковый радиальный сферический двухрядный (самоустанавливающийся) (рис. 5.74, б) воспринимает радиальную нагрузку при взаимном повороте осей колец до 2—3° и осевую, составляющую до 20% от неиспользованной радиальной. Самоустанавливающиеся подшипники имеют преимущества при значительных прогибах валов и несоосности

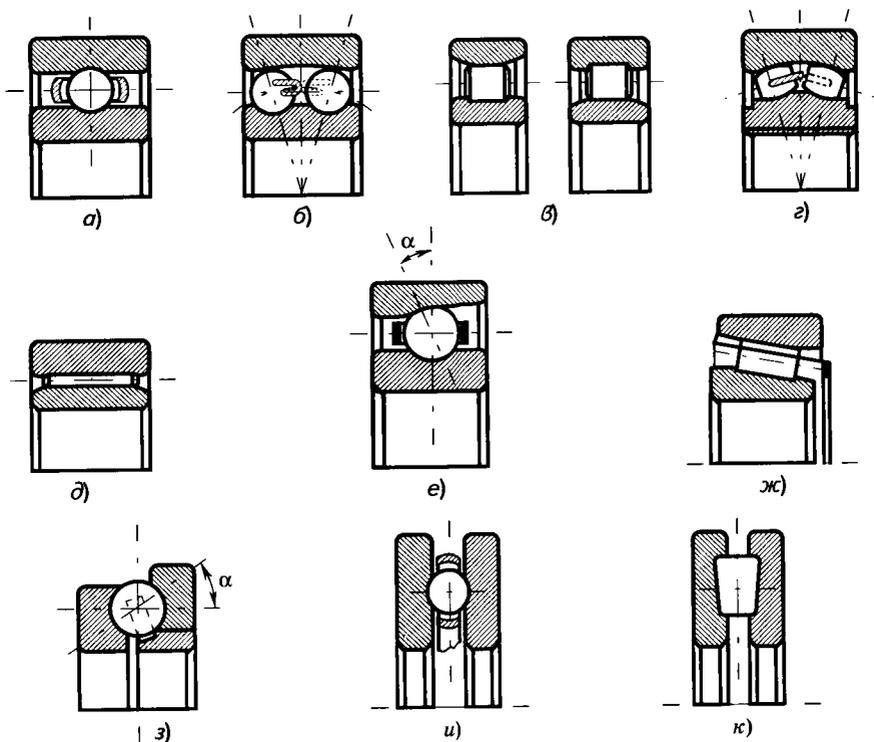


Рис. 5.74

опор. При качательных движениях эти подшипники работают лучше, чем радиальные однорядные.

Подшипник роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами (рис. 5.74, в) воспринимает радиальную нагрузку в 1,7 раза большую, чем шариковый подшипник тех же размеров. В конструкции таких подшипников одно из колец имеет направляющие буртики, а другое относительно роликов не фиксируется. Осевую нагрузку эти подшипники не воспринимают. При несоосности опор возникает дополнительное давление по кромкам роликов, резко снижающее долговечность подшипников. Их применяют в электродвигателях, редукторах, газовых турбинах и других машинах.

Подшипник роликовый радиальный сферический двухрядный (самоустанавливающийся) (рис. 5.74, з) воспринимает повышенную радиальную нагрузку и осевую до 25% от неиспользованной радиальной. Ролики этого подшипника имеют бочкообразную форму, и наружное кольцо может свободно проворачиваться в осевом направлении относительно внутреннего

кольца. Такие подшипники могут компенсировать несоосность и прогибы вала при перекосах колец до $2,5^\circ$. Они фиксируют вал в осевом направлении в обе стороны в пределах имеющихся зазоров. Применяют эти подшипники в опорах насосов, прокатных станков и других машин, где действуют большие радиальные нагрузки и возможны перекосы валов.

Подшипник роликовый игольчатый (рис. 5.74, д) воспринимает большие радиальные нагрузки при малых радиальных габаритных размерах. Он используется при скоростях на валу до 5 м/с, а также при качательных движениях. Телами качения являются ролики диаметром 1,6—6 мм и длиной, составляющей 4—10 диаметров роликов, которые устанавливаются без сепаратора. Иногда подшипники используют без внутреннего кольца, и ролики обкатываются по поверхности вала. Эти подшипники очень чувствительны к прогибам валов и несоосности посадочных мест. Игольчатый подшипник используют в опорах кривошипно-шатунных и кулисных механизмов, карданах, узлах фрезерных станков и др.

РАДИАЛЬНО-УПОРНЫЕ ПОДШИПНИКИ. **Подшипник шариковый радиально-упорный однорядный** (рис. 5.74, е) воспринимает радиальную и одностороннюю осевую нагрузку. В этих подшипниках на наружном кольце с одной стороны имеется скос, благодаря чему можно установить большее (на 45%) количество шариков и увеличить радиальную нагрузочную способность на 30—40%. Воспринимаемая осевая нагрузка составляет 70—200% от неиспользованной радиальной, в зависимости от угла контакта α шариков с кольцами. Подшипники выполняют с углами контакта 12, 18, 26 и 36° . С увеличением угла контакта возрастает воспринимаемая осевая нагрузка и снижается быстроходность подшипников. Для восприятия знакопеременной осевой нагрузки часто подшипники устанавливают по два и более в одну опору. Радиально-упорные шариковые подшипники устанавливают в шпинделях станков, электродвигателях, червячных редукторах и т. п.

Подшипник роликовый конический (рис. 5.74, ж) воспринимает одновременно значительную радиальную и одностороннюю осевую нагрузки. Телом качения этого подшипника является конический ролик. Применяют их при скоростях до 15 м/с. При очень больших нагрузках (в прокатных станах) устанавливают многорядные конические роликоподшипники, способные воспринимать двусторонние осевые нагрузки. Величина воспринимаемой осевой нагрузки зависит от угла конусности наружного кольца, с увеличением которого возрастает осевая и уменьшается радиальная грузоподъемность. При монтаже этих под-

шипников необходима регулировка осевых зазоров. Очень малые или чрезмерно большие зазоры могут привести к разрушению деталей подшипника. Применяют эти подшипники в колесах самолетов, автомобилей, в цилиндрических и червячных редукторах, коробках передач, в шпинделях металлорежущих станков.

Упорно-радиальные шариковые подшипники (рис. 5.74, з) предназначены для восприятия осевых нагрузок, но могут воспринимать и небольшие радиальные нагрузки. Угол наклона контактной линии $45\text{--}60^\circ$. Применяют их при небольших частотах вращения.

УПОРНЫЕ ПОДШИПНИКИ. *Подшипник шариковый упорный* (рис. 5.74, и) предназначен для восприятия только осевой нагрузки при скоростях на валу до 10 м/с, лучше работают на вертикальных валах. При больших скоростях условия работы подшипника ухудшаются вследствие центробежных сил и гироскопических моментов, действующих на шарики. Очень чувствительны к точности монтажа, допускают взаимный перекос колец до $2'$. Используют их в передачах винт-гайка, для домкратов, крюков кранов и др.

Подшипник роликовый упорный (рис. 5.74, к) предназначен для восприятия только осевой нагрузки, главным образом на вертикальных валах с малыми частотами вращения. Характеризуются высокой грузоподъемностью. Очень чувствительны к перекосам колец: допустимый перекос не более $1'$.

СПЕЦИАЛЬНЫЕ ПОДШИПНИКИ. Кроме подшипников общего применения выпускают также специальные подшипники, например авиационные, коррозионно-стойкие, самосмазывающиеся, малозумные и др. К авиационным подшипникам относят тяжело нагруженные высокоскоростные подшипники для газотурбинных двигателей, подшипники для механизмов управления летательных аппаратов (ЛА), совершающих качательное движение при действии больших нагрузок, подшипники для электроагрегатов с частотами вращения до 100 000 об/мин. Подшипники для механизмов управления ЛА выпускают без сепаратора с полным заполнением шариками, пластичной смазкой и защитными шайбами, удерживающими смазочный материал в пространстве между кольцами. Коррозионно-стойкие подшипники выполняют из хромистой стали 95X18, 11X18, сепаратор — из фторопласта-4. Самосмазывающиеся подшипники устанавливают в механизмах специальной техники, работающих в условиях глубокого вакуума, сверхнизких или сверхвысоких температур (механизмы космической техники). В этих

условиях пластичные и жидкие смазочные материалы теряют вязкость и поэтому применяют твердые смазочные материалы, в качестве которых используют дисульфит молибдена MoS_2 , графит, фторопласт, специальные марки пластмасс. На дорожки качения наносят специальные покрытия из серебра, никеля, золота. Работают эти подшипники при скоростях в два раза меньших, чем обычные, поскольку нет отвода теплоты из зоны трения. Малошумные подшипники применяют в механизмах, работающих относительно продолжительное время в присутствии человека (системы обеспечения жизнедеятельности космонавта, механизмы бытовой техники и т. п.). Снижение уровня вибраций и соответственно шума достигают за счет уменьшения зазоров между телами качения и кольцами подшипника, повышая точность их изготовления.

Подшипники изготавливают из шарикоподшипниковых высокоуглеродистых хромистых сталей ШХ15, ШХ15СГ с содержанием углерода 1—1,5%. Число в обозначении марки стали указывает содержание хрома в десятых долях процента. Используются также цементируемые легированные стали 18ХГТ, 20Х2Н4А, 20НМ. Твердость тел качения и колец подшипников 60,65 НРС. Для подшипников, работающих в агрессивных средах, применяют коррозионно-стойкие стали 9Х18, 9Х18П. Сепараторы чаще всего изготавливаются штампованными или клепанными из стальной ленты. При относительных окружных скоростях колец больше 10 м/с применяют сепараторы из бронзы, латуни, алюминиевых сплавов и неметаллических материалов.

ВЫБОР ТИПА ПОДШИПНИКА. При выборе подшипника качения учитывается величина, характер действия и направление нагрузки, частота вращения, требуемая долговечность, условия монтажа, воздействие окружающей среды и т. п. Для одних и тех же условий работы могут быть использованы подшипники различных типов и при их подборе учитывают экономические факторы и опыт эксплуатации аналогичных конструкций. Вначале рассматривают возможность применения радиальных однорядных шарикоподшипников легкой или средней серий, как наиболее дешевых и простых в эксплуатации. Выбор других типов подшипников должен быть обоснован. Размеры подшипника определяются требованиями к грузоподъемности, диаметром цапфы вала (определяемой прочностью), условиями размещения опор. Таким образом, выбор подшипника — важный и ответственный момент этапа проектирования механизма.

РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ. Расчет долговечности подшипника ведется по его динамической грузоподъемности. При вращении подшипника под нагрузкой в точке взаимодействия тела качения с кольцом возникают контактные напряжения, изменяющиеся по отнулевому циклу. Критерием их работоспособности является сопротивление усталостному разрушению поверхности контакта. На основании экспериментальных данных установлена следующая зависимость между действующей нагрузкой и долговечностью:

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{P} \right)^\alpha,$$

где L — долговечность подшипника, млн оборотов; a_1, a_{23} — коэффициенты; C — динамическая грузоподъемность, представляющая собой постоянную радиальную нагрузку, которую подшипник с неподвижным наружным кольцом выдерживает 1 млн об.; P — эквивалентная нагрузка, действующая на подшипник; α — показатель степени ($\alpha = 3$ для шарикоподшипников и $\alpha = 10/3$ для роликоподшипников).

Надежность подшипников общего применения соответствует вероятности безотказной работы $P = 0,9$. При необходимости повышения надежности вводят коэффициент долговечности:

P	0,9	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99
a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Коэффициент a_{23} зависит от материала, из которого изготовлен подшипник, и условий эксплуатации. Для механизмов общего применения можно принимать $a_{23} = 1$.

Эквивалентная нагрузка для радиальных и радиально-упорных шариковых и роликовых конических подшипников определяется зависимостью

$$P = (XV F_r + Y F_a) k_6 k_T,$$

где X и Y — коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (см. табл. 5.14); V — коэффициент вращения, равный 1, если вращается внутреннее кольцо и $V = 1,2$ — при вращении наружного кольца; F_r и F_a — радиальная и осевая нагрузки; k_6 — коэффициент безопасности, учитывающий характер действующей нагрузки; k_T — температурный коэффициент, равный единице при рабочей температуре подшипника $t < 100$ °С.

Коэффициент безопасности $k_6 = 1$ при нагрузке без толчков; $k_6 = 1,2$ при легких толчках и вибрациях; $k_6 = 1,3 \dots 1,8$ при умеренных толчках и вибрациях; $k_6 = 2 \dots 3$ при сильных ударах и высоких перегрузках.

Эквивалентную нагрузку для подшипников с короткими цилиндрическими роликами находят по формуле

$$P = VF_a k_6 k_T,$$

а для упорных подшипников — по формуле

$$P = F_a k_6 k_T.$$

При увеличении эквивалентной нагрузки P в 2 раза долговечность снижается в 8—10 раз, поэтому необходимо как можно точнее определять нагрузку, действующую на подшипник.

Долговечность подшипника L_h (в ч) сравнивают с ресурсом механизма:

$$L_h = \frac{a_1 a_{23} (C/P)^a}{n \cdot 60} \geq T,$$

где n — частота вращения кольца подшипника, об/мин; T — ресурс механизма, ч.

Расчет долговечности по динамической грузоподъемности ведется для подшипников с частотой вращения $n > 10$ об/мин. В подшипниках качательного движения или вращающихся с $n < 1$ об/мин действующую нагрузку рассматривают как статическую и сравнивают ее со статической грузоподъемностью C_0 . Под **статической грузоподъемностью** понимают такую силу, при которой остаточная деформация тел качения и колец не превышает допускаемую $[\delta] = 10^{-4}D$, где D — диаметр тела качения. Значения статической и динамической грузоподъемности приведены в каталогах подшипников.

СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ. Большое значение имеет правильный выбор смазочного материала, наличие которого уменьшает потери на трение, способствует отводу тепла из зоны трения; смягчает удары тел качения о сепаратор и кольца, защищает от коррозии, снижает уровень шума. Выбор того или иного вида смазочного материала для подшипников зависит от режимов и условий работы, конструкции механизма, окружающей среды, специальных требований и др. Для смазывания применяют пластичные и жидкие смазочные материалы. Пластичные смазочные материалы марок ЦИАТИМ-201, Литол-24, ВНИИ НП-207 и др. используют в диапазоне температур $-60...+150$ °С, умеренных нагрузках и частотах вращения; жидкие смазочные материалы (масла) — для скоростных и тяжелонагруженных подшипников. Последние обеспечивают более эффективный отвод теплоты, имеют лучшее проникновение к поверхностям трения. Их применяют также в трудно доступных для смены смазочного материала узлах трения и при необходимости постоян-

ного контроля за наличием смазочного материала. Основные марки жидких масел: промышленные И-5А, И-12А, трансмиссионные ТАД-17, авиационные МС-14, МК-22 и др.

УПЛОТНЕНИЕ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ. Важное условие надежной работы подшипников — обоснованный выбор уплотнений, которые защищают полость подшипника от проникновения в нее из окружающей среды пыли, влаги, абразивных частиц и препятствуют вытеканию смазочного материала. Конструкция выбранного уплотнения зависит от вида смазочного материала, условий и режима работы узла подшипника, а также степени его герметичности.

По принципу действия уплотнения разделяют на контактные, в которых герметизация осуществляется за счет плотного прилегания уплотняющих элементов к подвижной поверхности вала; бесконтактные — герметизация в которых осуществляется за счет малых зазоров сопряженных элементов; комбинированные, состоящие из комбинации контактных и бесконтактных уплотнений.

Контактные уплотнения. Основными типами контактных уплотнений являются сальниковые и манжетные. *Уплотнения войлочными кольцами (сальниковые)* применяют для герметизации полостей подшипников, работающих на пластичном смазочном материале до окружных скоростей $v = 8$ м/с и $T = 90$ °С. Контакт кольца 2 с валом 1 (рис. 5.75, а) обеспечивают за счет предварительного натяга. Перед установкой в проточку в корпусной детали войлочные кольца пропитывают разогретой смесью из смазочного материала (85%) и графита. Не рекомендуется применять эти уплотнения при избыточном давлении и повышенной запыленности окружающей среды. Эффективность и долговечность сальниковых уплотнений повышается при установке их в комбинации с другими уплотнениями (щелевыми и лабиринтными).

Манжетные уплотнения (рис. 5.75, б) имеют уплотнительное кольцо 3, изготовленное из резины, имеющее выступающую рабочую кромку, которая соприкасается с поверхностью вала 1. Контакт рабочей кромки манжеты шириной 0,2—0,5 мм с валом обеспечивают за счет предварительного натяга, а также поджатием ее к валу браслетной пружиной 2. Уплотнение устанавливают так, чтобы рабочая кромка прижималась к валу избыточным давлением уплотняемой среды. Манжеты для работы в засоренной среде выполняют с дополнительной рабочей кромкой-пыльником 5. Для повышения жесткости корпус манжеты может быть армирован стальным кольцом 4. Применяют манжетные уплотнения в подшипниковых узлах при скоростях

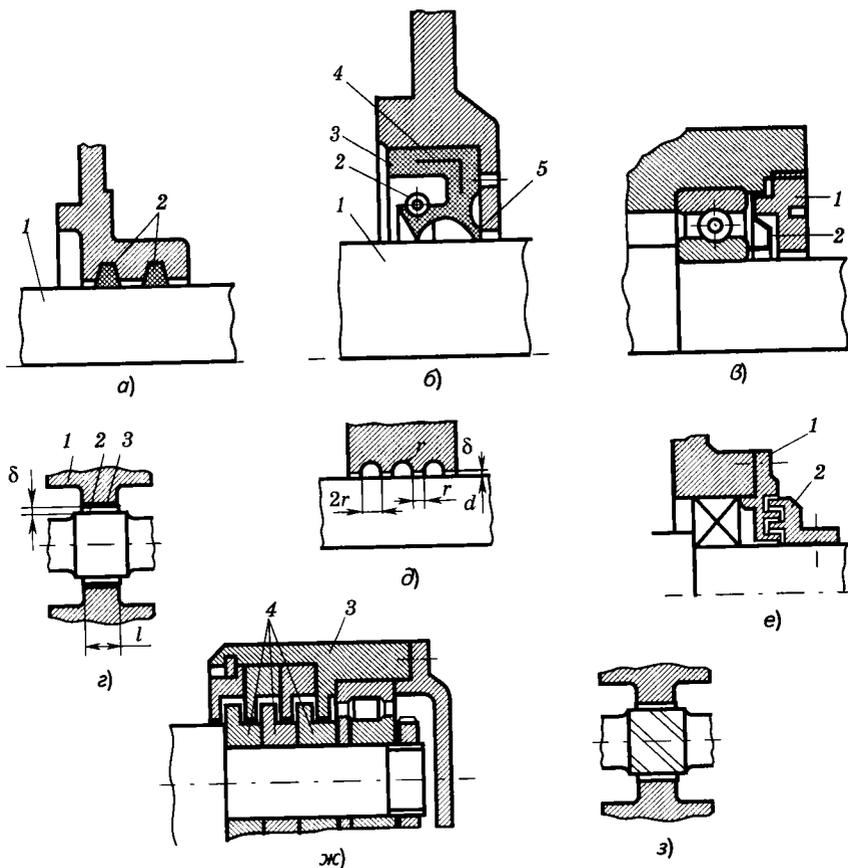


Рис. 5.75

$v = 25 \dots 30$ м/с и избыточном давлении $P = 0,2 \dots 0,3$ МПа. Эффективность работы повышают последовательной установкой двух манжет на расстоянии $3 \dots 8$ мм.

Уплотнение подшипниковых узлов при любом смазочном материале и скоростях $v = 5$ м/с может быть обеспечено фасонными шайбами 2 (рис. 5.75, в). Толщина шайб зависит от их размера и составляет $0,3 \text{—} 0,5$ мм. Фиксация шайбы осуществляется гайкой 1. Не рекомендуется уплотнять фасонными шайбами самоустанавливающиеся подшипники с большими осевыми зазорами из-за возможности нарушения контакта между шайбой и обоймой подшипника.

Недостаток контактных уплотнений — наличие трения между контактирующими поверхностями, которое приводит к дополнительным энергетическим затратам, а также нагреву и

износу поверхностей. Трение и износ контактной пары ограничивают долговечность и область применения контактных уплотнений.

Бесконтактные уплотнения. Эти уплотнения работают за счет сопротивления протеканию смазочного материала через узкие щели или каналы с резко изменяющимися проходными сечениями. Они не обеспечивают абсолютной герметичности, а служат для ограничения утечек. Основным преимуществом бесконтактных уплотнений является повышенная долговечность и надежная работа при любых температурах и скоростях. По принципу действия их можно разделить на статические и динамические. В статических уплотнениях, щелевых и лабиринтных, величина утечек зависит только от геометрических характеристик соединения сопряженных элементов. Эффективность динамических уплотнений зависит от геометрии соединения и относительной скорости вращения сопряженных элементов.

Щелевое уплотнение (рис. 5.75, *г*) применяют при пластичном смазочном материале и скоростях $v = 5$ м/с. Степень герметизации уплотнения зависит от величины зазора δ и длины щели l . Зазор δ определяется прогибом вала в месте установки уплотнения, эксцентриситетом поверхностей вала 2 и корпуса 1 по отношению к оси вращения, зазором в подшипниках и т. п. Уменьшение зазора δ достигают нанесением на неподвижную деталь мастики 3, приготовленной на порошкообразном графите.

Уплотнение подшипниковых узлов, работающих на пластичном и жидком смазочном материале при температурах $T = 80...400$ °С и скоростях $v = 30$ м/с можно обеспечить жировыми канавками (рис. 5.75, *д*), которые при сборке заполняют пластичным смазочным материалом. Размеры канавок и величину зазора назначают в зависимости от диаметра вала. Например, при $d = 20...95$ мм $r = 1...1,25$ мм и $\delta = 0,3...0,4$ мм.

Лабиринтное уплотнение применяют при скоростях $v > 30$ м/с. В зависимости от числа щелей они могут быть одно- и многоступенчатыми. Радиальное уплотнение (рис. 5.75, *е*) допускает относительное смещение втулки 2 относительно крышки опоры 1, поэтому его применяют для плавающих опор подшипников. В аксиальном лабиринтном уплотнении (рис. 5.75, *ж*) при неразъемном корпусе 3 используют составную лабиринтную втулку 4. Это уплотнение устанавливают при осевых смещениях вала.

В подшипниковых опорах с жидким смазочным материалом применяют *динамические уплотнения*, которые работают при

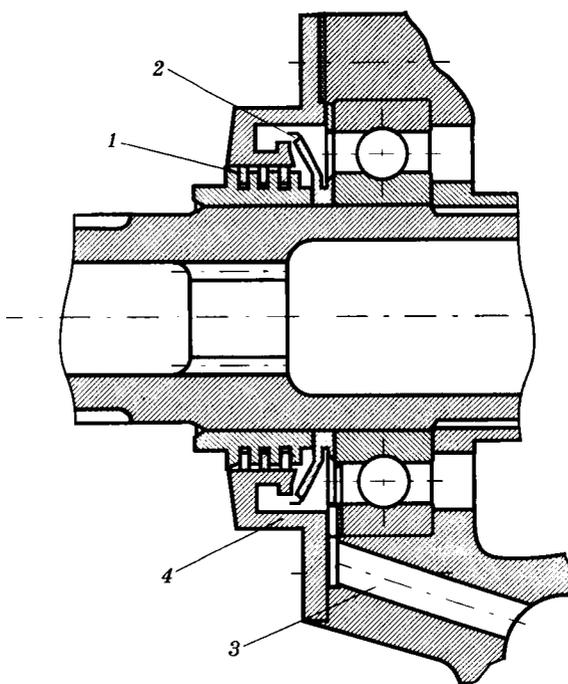


Рис. 5.76

вращения вала, но теряют эффективность при остановках. Для предотвращения утечек в неработающих механизмах такие уплотнения часто используют в комбинациях со статическими контактными или бесконтактными уплотнениями. *Спиральное (резьбовое) уплотнение* (рис. 5.75, з) выполняют в виде одно- или многозаходной нарезки прямоугольного или треугольного профиля. При вращении вала смазочный материал отбрасывается в полость редуктора. Направление нарезки необходимо согласовывать с направлением вращения вала. Спиральное уплотнение нельзя применять в реверсивных механизмах.

На рис. 5.76 показано комбинированное уплотнение узла подшипника редуктора авиационного двигателя АИ-14В, состоящее из маслоотражательного кольца 2 и упругих металлических колец 1. В неработающем редукторе герметизация обеспечивается за счет контакта упругих колец с крышкой подшипника 4. При вращении вала под действием центробежных сил жидкий смазочный материал отбрасывается к периферии кольца 2 и стекает в нижнюю часть корпуса, где имеется канал 3 для его слива.

5.9.2. Подшипники скольжения

В подшипниках скольжения опорная поверхность вала 1 или оси скользит по рабочей поверхности подшипника 2 (рис. 5.77, а). В простейшем виде подшипник скольжения представляет собой втулку (вкладыш), запрессованную в корпус механизма. В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки подшипники делятся на радиальные (см. рис. 5.77, а), предназначенные для восприятия усилий перпендикулярных к оси вала, и упорные — для восприятия нагрузок, действующих вдоль оси вала (рис. 5.77, б). В силовых механизмах подшипники скольжения, как правило, предназначены для восприятия радиальных нагрузок и являются нестандартными. Для качательного движения используются стандартные разъемные шарнирные подшипники (рис. 5.77, в).

Область применения подшипников скольжения ограничивается механизмами, в которых опоры качения не обеспечивают требуемой надежности или их использование невозможно. К ним относятся паровые и газовые турбины, двигатели внутреннего сгорания, центробежные насосы, центрифуги, станки, прокатные станы, механизмы приборов.

Преимущества: большие ударные или вибрационные нагрузки; высокие частоты вращения валов; воздействие агрессивных сред; опоры очень малых или очень больших диаметров, для которых отсутствуют подшипники качения; опоры с разъемными подшипниками (например, для коленчатых валов); опоры валов и осей, требующих точной установки (механизмы приборов).

Недостатки: изнашивание трущихся поверхностей; большие потери на трение особенно в режимах пуска, останова и реверса;

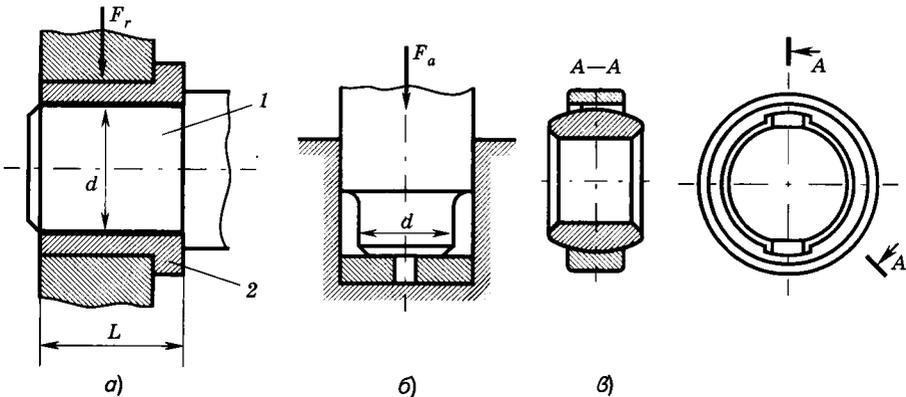


Рис. 5.77

сравнительно большие осевые размеры опор; необходимость использования для вкладышей более дорогих антифрикционных материалов.

В зависимости от вида трения, реализуемого между трущимися поверхностями, различают:

- ▶ подшипники сухого трения, работающие на твердых смазочных материалах или без смазочного материала;
- ▶ подшипники граничного трения;
- ▶ подшипники жидкостного трения.

Вкладыши неразъемных подшипников сухого или граничного трения выполняют в виде втулок. Длина подшипника скольжения L влияет на его работоспособность. При малой длине подшипника снижается несущая способность и увеличивается расход смазочного материала. С увеличением длины подшипника скольжения снижается среднее давление, но повышается температура из-за местных сближений поверхностей и худшего охлаждения. Для большинства стационарных машин оптимальная длина подшипника $L = (0,6 \dots 0,9)d$. При высоких требованиях к демпфированию колебаний и высокой жесткости валов длина подшипника может достигать до $L < 1,5d$.

Для подвода смазочного материала к поверхности скольжения во вкладышах выполняются отверстия, сопряженные с осевыми и кольцевыми канавками. Располагают их в ненагруженной зоне. Смазочный материал может подаваться принудительно под давлением $P = 0,06 \dots 0,5$ МПа (циркуляционное смазывание) или самотеком (картерное смазывание).

В серийном производстве вкладыши обычно выполняют биметаллическими. На стальную, чугунную или бронзовую основу наплавляют тонкий антифрикционный слой. В мелкосерийном и единичном производстве применяют более простые в изготовлении сплошные вкладыши (из антифрикционных чугунов, текстолита). Мягкие антифрикционные материалы (баббиты и мягкие бронзы) применяют только в виде покрытий. Толщина вкладыша $\delta = (0,035 \dots 0,05)d + (1 \dots 3)$ мм.

Одной из основных причин снижения надежности и работоспособности подшипников скольжения является перекося осей вала и подшипника, в результате чего на кромках вкладыша увеличивается давление и наблюдается повышенный износ. Особенно это проявляется в подшипниках с вкладышами из твердых металлических материалов — чугуна, твердых бронз. Причиной перекося может быть несоосность расточек корпусных деталей или вкладышей, либо изгиб вала под действием внешней нагрузки. Для уменьшения кромочного износа применяют самоустанавливающиеся подшипники, в которых наруж-

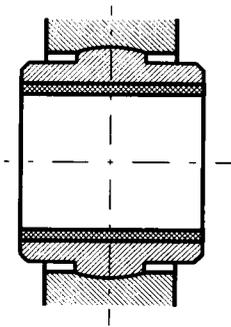


Рис. 5.78

ная поверхность вкладышей выполняется по сфере (рис. 5.78), что позволяет компенсировать перекосы валов при монтаже и повышенных деформациях валов. Применяются самоустанавливающиеся подшипники обычно при $L > 1,2d$. Рабочие поверхности трения в подшипниках скольжения выполняются в основном цилиндрическими, реже — коническими или шаровыми.

Материал вкладышей подшипников скольжения работающих в паре со стальным валом должен иметь низкий коэффициент трения, повышенную износостойкость и высокую сопротивляемость хрупкому разрушению при действии ударных нагрузок. Изнашиваться быстрее должен вкладыш, а не опорная поверхность вала, так как стоимость вала значительно выше стоимости вкладыша; дешевле заменить вкладыш. Поэтому шейки валов закалывают ТВЧ или азотируют до твердости свыше 50 HRC. Поверхности шеек валов шлифуют, а также применяют доводочные операции — полирование, суперфиниширование и алмазное выглаживание; для обработки поверхности вкладышей — чистовое растачивание, шлифование, протягивание. Шероховатость поверхностей вала и вкладыша $Ra = 0,63...1,25$.

В качестве материалов вкладышей используются металлические материалы: бронзы, латуни, баббиты, антифрикционные чугуны; металлокерамика, полученная спеканием порошка меди с добавлением графита, олова, свинца; неметаллические материалы — пластмассы, древесные пластики и др.; для валов приборных малоразмерных механизмов применяют опоры на камнях — рубин, корунд, агат.

Критериями работоспособности подшипников сухого и граничного трения является износостойкость и теплостойкость. Расчет подшипника проводится как проверочный, так как размеры подшипника назначаются конструктивно в зависимости от диаметра цапфы вала. Надежность подшипника при небольших скоростях скольжения определяется условным средним давлением на поверхности трения

$$p = \frac{F}{L \cdot d} \leq [p],$$

где F — радиальная нагрузка; L — длина подшипника; d — диаметр цапфы вала; $[p]$ — допускаемое давление (табл. 5.21).

Таблица 5.21

Материал вкладыша	$\leq v$, м/с	$[p]$, МПа	$[pv]$, МПа·м/с
Чугун серый СЧ-36	0,5	4	—
Чугун антифрикционный:	1,0	2	—
АКЧ-1	5	0,5	2,5
АВЧ-2	1	12	12
Бронза:			
БрОФ10-1	10	15	15
БрАЖ9-4	4	15	12
Латунь ЛКС80-3-3	2	12	10
Баббит:			
Б16	12	15	10
Б6	6	5	5
Металлокерамика:			
бронзографит	2	4	—
железографит	2	5,5	—
Полиамидные пластмассы — кап- рон АК-7	4	15	15
Пластифицированная древесина (смазка водой)	1	10	—
Резина (смазка водой)	—	2...6	—

Примечание. Значения v следует рассматривать как максимально допускаемые.

Расчет по произведению давления в подшипнике на окружную скорость скольжения косвенно характеризует теплообразование в подшипнике и износ

$$pv \leq [pv],$$

где $[pv]$ — допускаемое значение произведения среднего давления на скорость (см. табл. 5.21). Величины допускаемых значений $[p]$ и $[pv]$ зависят от материала вкладыша.

Потери мощности на трение в подшипниках скольжения при угловой скорости ω определяются по формуле

$$W = T\omega,$$

где $T = F \cdot fd/2$ — момент трения на цапфе; f — коэффициент трения при сухом или граничном трении ($f = 0,15 \dots 0,20$ для стали по серому чугуну и пластмассам; $f = 0,10 \dots 0,15$ для стали по антифрикционному чугуну и бронзам; $f = 0,05 \dots 0,10$ для стали по баббиту).

Подшипники с жидкостным трением, при котором поверхности цапфы и вкладыша разделены слоем смазочного материала, по принципу создания избыточного давления в нем делятся на гидростатические и гидродинамические.

В гидростатическом подшипнике (рис. 5.79) избыточное давление в поддерживающем слое смазочного материала создается принудительно насосом. Масло подается через дросселирующие отверстия в специальные продольные карманы, равномерно расположенные по окружности вкладыша. Под действием радиальной силы вал смещается на эксцентриситет e . В области уменьшающегося зазора растет гидравлическое сопротивление, расход смазочного материала уменьшается и увеличивается давление в нагруженном кармане. С противоположной стороны зазор между цапфой вала и вкладышем увеличивается, а давление падает. Разность давлений в нагруженном и разгруженном карманах создает силу, стремящуюся восстановить центральное положение вала.

Давление в карманах меньше, чем в дросселирующих отверстиях, вследствие разных гидравлических сопротивлений. Для надежности работы подшипника давление смазочного материала в системе подачи p_d должно быть в 1,52 раза выше, чем давление в карманах p_k .

Достоинства: высокая несущая способность (до 10^7 Н); низкий коэффициент трения ($f < 4 \cdot 10^{-6}$); практически отсутствие износа материала; высокая демпфирующая способность опоры; уменьшение влияния погрешностей изготовления опорных по-

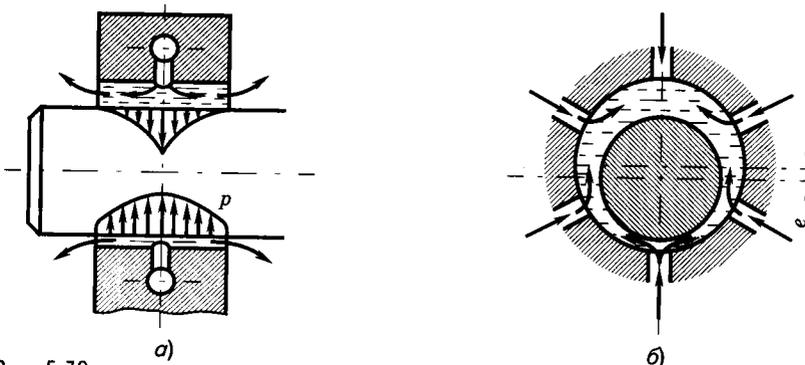


Рис. 5.79

верхностей валов и подшипников на точность вращения (до 5—10 раз).

Недостатки: сложная и дорогостоящая система уплотнений и подачи смазочного материала.

Применение: в опорах тяжелых тихоходных барабанов и валов шаровых мельниц и вращающихся печей; шпинделей прецизионных станков; в механизмах, требующих точных перемещений (поворотные устройства телескопов, делительных столов) и точного вращения.

В гидродинамическом подшипнике жидкостное трение осуществляется в результате давления, возникающего в слое смазочного материала при относительном движении поверхностей вала и подшипника. Работает этот подшипник в условиях жидкостного трения при определенных окружных скоростях. В статическом положении вал опирается на подшипник. При малых угловых скоростях он работает при сухом или граничном трении. С увеличением частоты вращения под действием внешней нагрузки вал занимает в подшипнике эксцентричное положение и между цапфой и подшипником образуется клиновидный зазор. Смазочный материал подается в зону низкого давления и затягивается в клиновидный зазор. При некоторой угловой скорости $\omega = \omega_{кр}$ создается гидродинамическая подъемная сила, удерживающая вал на масляном клине и вал отходит от подшипника («всплывает»). Распределение давлений p в клиновом зазоре показано на рис. 5.80, где e — эксцентриситет. Жидкостное трение в подшипнике обеспечивается при величине зазора $h_{min} > Rz_1 + Rz_2$, где Rz_1 и Rz_2 — высоты микронеровностей поверхностей вала и подшипника. Гидродинамический расчет подшипника проводится как проверочный по размерам подшипника d , D , l и температурно-вязкостным характеристикам

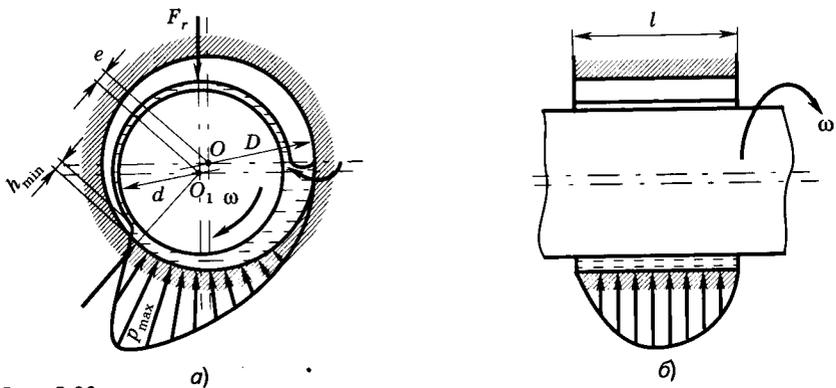


Рис. 5.80

смазочного материала. Наличие жидкостного трения поверяют в форме условия, что несущая способность подшипника больше действующей нагрузки F_r , или что смазочный слой имеет достаточную толщину.

5.10. СОЕДИНЕНИЯ

5.10.1. Основные понятия

В механизмах отдельные детали для выполнения своих функций определенным образом соединяются между собой, образуя подвижные и неподвижные соединения. Подвижные соединения, например соединение вала с корпусом, зацепление зубчатых колес, шарниры и т. п., допускают взаимное движение одной детали относительно другой. Таким образом, подвижные соединения образуют кинематические пары. Неподвижные соединения не допускают взаимного перемещения сопрягаемых деталей. В машиностроении термин «соединения» относят только к неподвижным соединениям.

По признаку разъемности соединения подразделяются на разъемные и неразъемные.

Разъемные соединения — такие, которые допускают сборку и разборку без повреждения материала деталей. К этому виду соединений относятся резьбовые, шпоночные, шлицевые, штифтовые, профильные и клеммовые.

Неразъемные соединения — такие, которые невозможно разобрать без разрушения деталей. К ним относятся заклепочные, сварные, паяные, клеевые и соединения с натягом (прессовые).

Соединения являются ответственным элементом конструкций механизмов. Часто причиной отказов и разрушений механизмов является низкое качество соединений.

5.10.2. Резьбовые соединения

Наибольшее распространение имеют резьбовые соединения вследствие их универсальности, простоты изготовления, надежности, удобства сборки и разборки, полной взаимозаменяемости. Они широко используются во всех отраслях техники. Например, в самолете ИЛ-62 число резьбовых соединений составляет более 150 000.

Основные детали резьбовых соединений — болты, винты, гайки и шайбы.

Болт — это стержень с головкой 1 на одном конце и резьбой на другом, на который навинчивается гайка 3 (рис. 5.81, а).

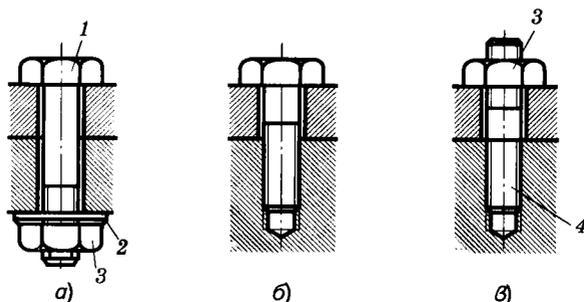


Рис. 5.81

Шайбы 2 подкладывают под головку болта или винта для увеличения опорной поверхности и снижения напряжений смятия при затяжке резьбового соединения; для предохранения от повреждений защитных покрытий на соединяемых деталях; для обеспечения стопорения резьбовых соединений от самоотвинчивания. Болты применяют для соединения деталей относительно небольшой толщины, а также в том случае, когда материал деталей не обеспечивает требуемой надежности резьбы. При соединении болтами не требуется нарезать резьбу в соединяемых деталях.

Недостатки: в соединяемых деталях должно быть предусмотрено место для расположения головки болта и гайки. Поэтому масса болтового соединения несколько больше, чем соединения винтами.

Винт — это стержень с головкой на одном конце и резьбой на другом, которым он ввинчивается в резьбовое отверстие в одной из соединяемых деталей (рис. 5.81, б). Соединение винтами применяют при отсутствии места под гайку и в том случае, если одна из деталей имеет относительно большую толщину.

Шпильки 4 используют вместо винтов (рис. 5.81, в), когда материал соединяемой детали с резьбовым отверстием не обеспечивает требуемой прочности и надежности резьбы при частых сборках и разборках. Например, в деталях из алюминиевых сплавов. Их также применяют в конструкциях, подверженных действию переменных нагрузок, так как в шпильке 4 отсутствует концентратор напряжений в месте перехода от стержня к головке болта или винта.

Основным элементом резьбового соединения является резьба. Профиль резьбы определяется формой сечения витков в осевой плоскости. По назначению резьбы разделяют на крепежные, предназначенные для соединения деталей, и резьбы для ходовых механизмов. По направлению линии витков резьба мо-

жет быть правой и левой, по числу заходов однозаходной и многозаходной.

Основной крепежной резьбой является *метрическая* резьба треугольного профиля со срезанными вершинами и впадинами (рис. 5.82, а). Геометрические параметры резьбы: наружный d , средний d_2 и внутренний d_1 диаметры, шаг резьбы p , угол профиля α и число заходов n . Профиль резьбы также характеризуется высотой исходного треугольника резьбы H и рабочей высотой профиля h . Номинальные диаметры d и d_1 одинаковы для гайки и болта, зазоры образуются за счет предельных отклонений. Стандартом предусмотрена резьба с крупным и мелким шагом ($p/3$, $p/4$, $p/5$). Профили их геометрически подобны. Основной является резьба с крупным шагом. Резьба с мелким шагом имеет меньшую глубину и соответственно меньшую концентрацию напряжений. Применяют ее в конструкциях, подверженных динамическим нагрузкам, в малоразмерных и полых деталях.

Трубная резьба предназначена для герметичного соединения труб (рис. 5.82, б). Она имеет также треугольный профиль, но со скругленными вершинами и впадинами.

Круглая резьба (рис. 5.82, в) изготавливается накаткой и выдавливанием на тонкостенных металлических и пластмассовых деталях, а также литьем на чугунных, стеклянных, пластмассовых и других изделиях.

Трапецидальная резьба используется в качестве основной резьбы для ходовых механизмов (рис. 5.82, г). Она имеет меньшие коэффициенты трения и соответственно выше коэффициент полезного действия механизма. В осевом сечении эта резьба имеет форму равнобедренной трапеции. *Упорная* резьба применяется при действии больших односторонних нагрузок (механизмы прессов, домкратов и др.) (рис. 5.82, д). Она является разновидностью трапецидальной резьбы со срезанной гранью с одной стороны.

Прямоугольная резьба (рис. 5.82, е) используется редко в винтовых механизмах, в настоящее время не стандартизована.

Стандартом установлены степени точности резьбы (табл. 5.22 на с. 340), которые назначают в зависимости от условий работы соединений. Точный класс применяют для прецизионных резьб в ходовых механизмах, предназначенных для точных перемещений; средний класс — для ответственных резьбовых соединений. Изготавливают резьбу в массовом производстве накаткой. В результате пластического деформирования поверхностного слоя создаются остаточные напряжения сжатия и по-

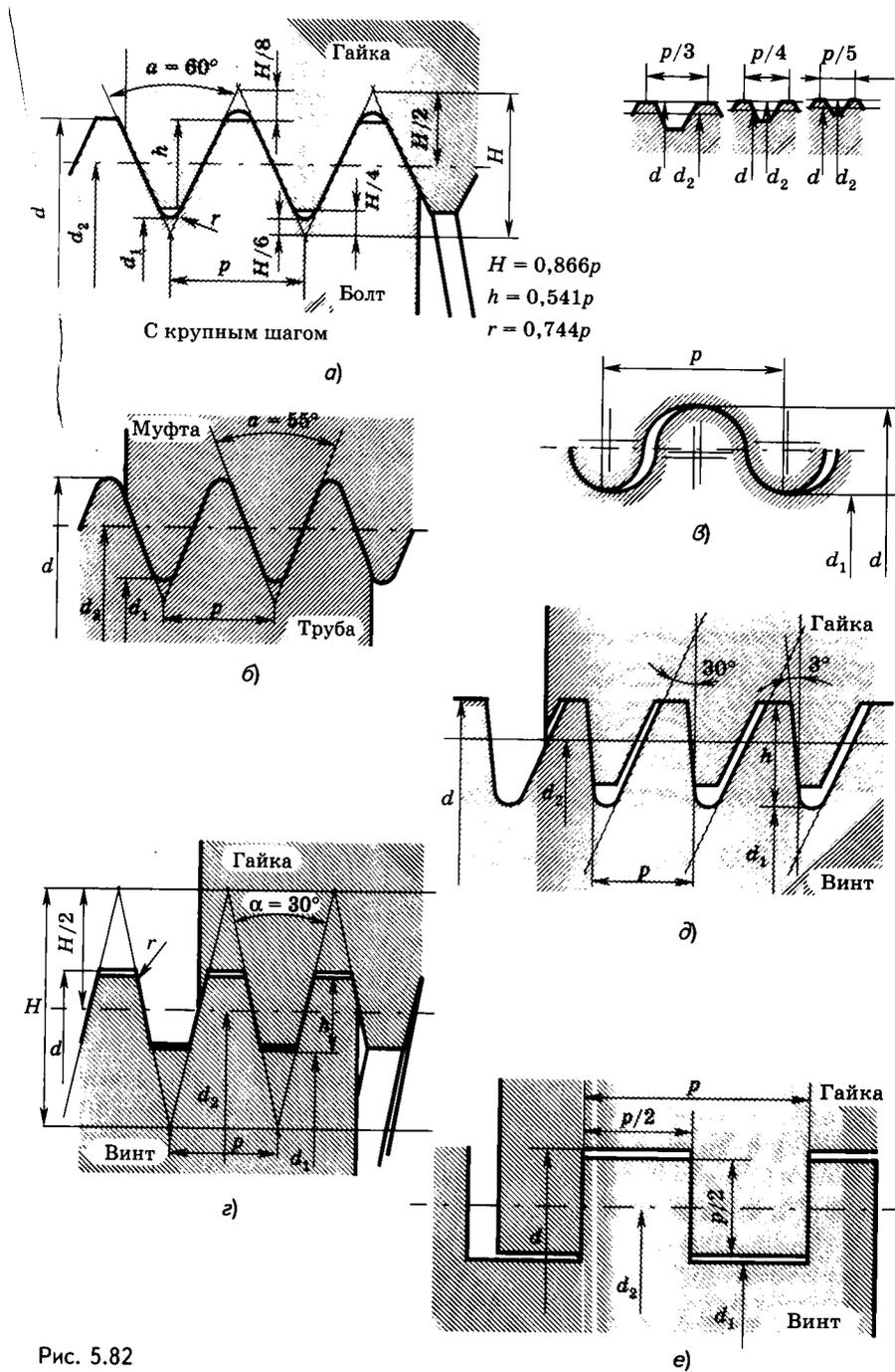


Рис. 5.82

вышается прочность резьбовой детали. В единичном и мелкосерийном производстве резьбу нарезают вручную плашками на болтах и метчиками в гайках или нарезают на токарно-винторезных станках.

Таблица 5.22

Класс точности	Поля допусков резьбы	
	наружной (болтов)	внутренней (гаек)
Точный	4h, 4g	4H, 5H
Средний	6h, 6g, 6f, 6e, 6d	6H, 6G
Грубый	8h, 8g	7H, 7G

Таблица 5.23

Класс прочности	σ_B , МПа		σ_T , МПа	Марка стали
	min	max		
3,6	300	490	200	Ст3; 10
4,6	400	550	240	20
5,6	500	700	300	30; 35
6,6	600	800	360	35; 45; 40Г
8,8	800	1000	640	35Х; 38ХА; 45Г
10,9	1000	1200	900	40Г2, 40Х, 30ХГСА, 16ХСН

Примечание. Первое число в обозначении класса прочности, умноженное на 100, равно $\sigma_{B \min}$, второе, деленное на 10, соответствует приблизительно отношению σ_T/σ_B .

Стальные резьбовые детали изготавливают 12 классов прочности, которые обозначаются двумя цифрами (табл. 5.23). Первое число, умноженное на 100, указывает минимальное значение предела прочности (МПа), второе, деленное на 10, указывает отношение предела текучести к пределу прочности.

В конструкциях, к которым предъявляются специальные требования по массе, теплостойкости, коррозионной стойкости и другим параметрам, в качестве материала резьбовых деталей используются титановые сплавы, коррозионно-стойкие и жаропрочные стали, пластмассы.

Все крепежные резьбы при стационарных нагрузках являются самотормозящимися, т. е. не самоотвинчиваются. Однако при случайных или систематических вибрациях, которым подвержены практически все механизмы, самоторможение не обеспечивается. Поэтому необходимо предохранять резьбовые соединения от самоотвинчивания, т. е. вводить их дополнительное стопорение. Осуществляется стопорение на двух принципах: повышением трения в резьбе и специальными фиксирующими элементами.

При *затяжке контргайки* (рис. 5.83, а) стержень болта растягивается и под действием сил упругости в резьбе создается дополнительное трение. Этот способ стопорения используется в основном в стационарных конструкциях, так как увеличивается масса соединения. Чаще для стопорения используют *пружинные шайбы* (рис. 5.83, б). Силы упругости шайбы при затягивании гайки создают силы трения в резьбе. Сцепление между гайкой и шайбой обеспечивается, кроме того, за счет врезания острых кромок шайбы в гайку. Недостатком этого способа является дополнительный изгиб стержня болта вследствие смещения осевой силы относительно центра болта. Для исключения изгиба болта используют *шайбы стопорные* с наружными или внутренними зубьями (рис. 5.83, в). В этом случае суммарная результирующая осевая сила от гайки действует на болт без осевого смещения и болт работает только на растяжение. Стопорение пружинными шайбами не является высоконадежным и используется в неответственных соединениях.

В авиа- и транспортном машиностроении используют *самоконтрящиеся гайки*, в которых трение в резьбе возникает за счет радиального натяга. В верхней части гайка имеет прорези (рис. 5.83, г). После нарезания резьбы верхнюю часть гайки обжимают, уменьшая диаметр. Другая самоконтрящаяся гайка имеет внутри завальцованное полиамидное кольцо (рис. 5.83, д), в котором резьбу не нарезают, а она образуется при навинчивании гайки на болт.

Стопорение шплинтом (рис. 5.83, е) с *корончатой гайкой* используют в соединениях без контролируемой затяжки. Резьбовое соединение с контролируемой затяжкой при стопорении шплинтами может оказаться недотянутым или перетянутым, так как необходимо совместить прорезь в гайке с поперечным отверстием в стержне болта. Резьбовые детали, расположенные на краю корпуса, фиксируются *стопорными шайбами* (рис. 5.83, ж) с лапками. Одну лапку отгибают на край корпуса, а две других на грани гайки. *Групповые резьбовые соединения* можно стопорить специальными шайбами попарно (рис. 5.83, з)

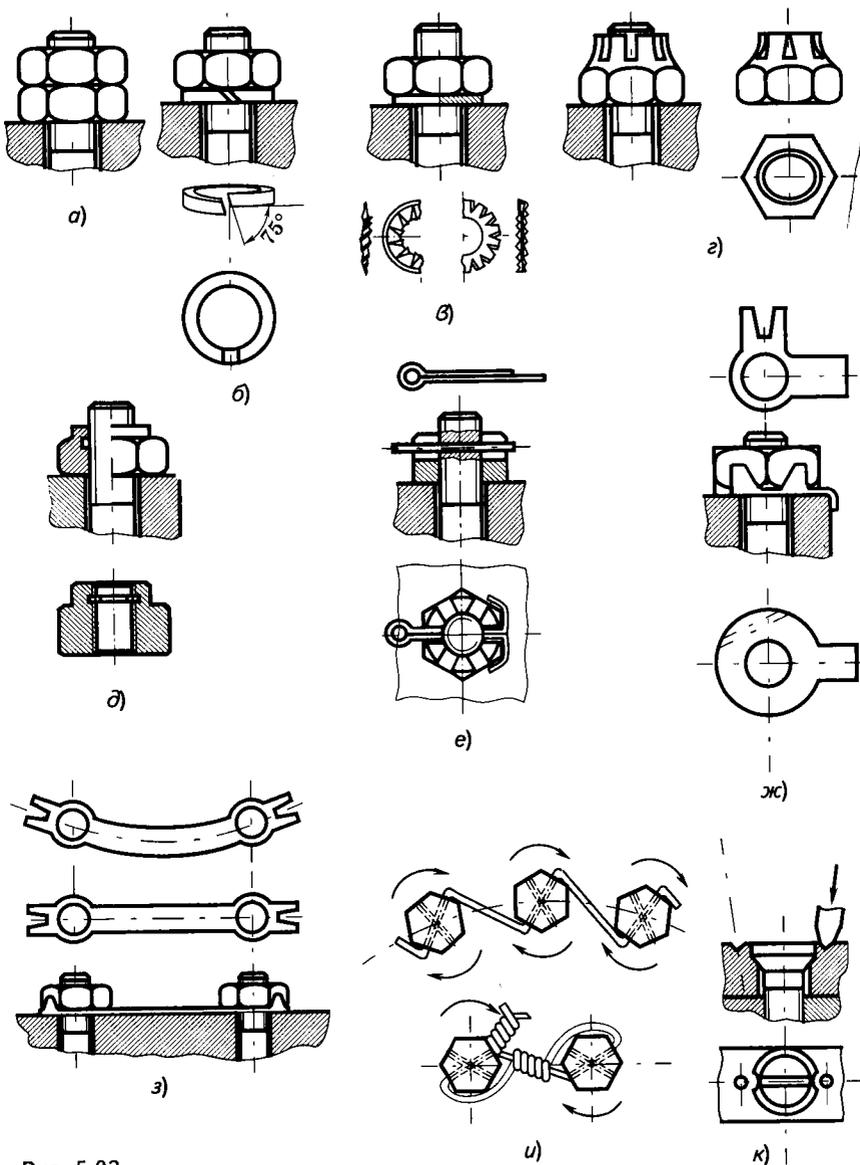


Рис. 5.83

или обвязкой проволокой, пропущенной через отверстия с натяжкой в сторону завинчивания гайки (рис. 5.83, и). Соединения, не подвергающиеся разборке, можно стопорить *пластичным деформированием* (рис. 5.83, к). Резьбовые ненагруженные соединения стопорят с помощью краски, лака, клея.

РАСЧЕТ БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Рассмотрим три наиболее распространенных случая нагружения болтовых соединений.

1. Болт поставлен в отверстие с зазором и нагружен осевой силой (рис. 5.84, а). Вся нагрузка воспринимается стержнем болта, работающим на растяжение:

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2}.$$

Из условия прочности по допускаемым напряжениям $\sigma_p \leq [\sigma]$ определяют внутренний диаметр резьбы болта:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}}.$$

Величина допускаемого напряжения для сталей принимается равной $(0,2 \dots 0,4)\sigma_T$ при постоянной нагрузке и $(0,08 \dots 0,12)\sigma_T$ при работе по отнулевому циклу (меньшие значения выбирают для болтов диаметром $d_1 = 6 \dots 16$ мм, большие при $d_1 = 16 \dots 30$ мм). Найденное значение диаметра d_1 согласуют со стандартным.

2. Болт поставлен в отверстие без зазора (призонный болт) и соединение нагружено поперечной силой (рис. 5.84, б). Диаметр стержня болта находят из условия прочности на срез:

$$\tau_{cp} = \frac{4F}{\pi d^2} \leq [\tau_{cp}],$$

откуда

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau_{cp}]}}.$$

Здесь $[\tau_{cp}] = (0,2 \dots 0,3)\sigma_T$ — допускаемое напряжение среза, МПа; σ_T — предел текучести материала.

Технологические трудности изготовления таких соединений ограничивают область их применения. В основном их используют для соединений тонкостенных конструкций в авиа- и кораблестроении.

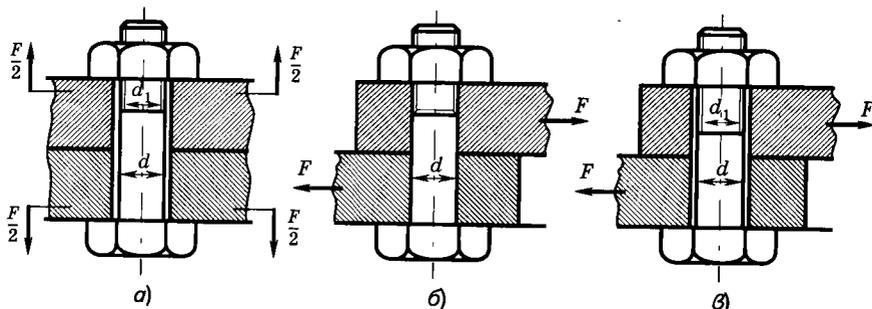


Рис. 5.84

3. Болт установлен в отверстие с зазором и соединение нагружено поперечной силой (рис. 5.84, в). Основным условием нормальной работы соединения является неподвижность стыка $F < F_{тр}$, где $F_{тр}$ — сила трения. Для создания силы трения резьбовое соединение должно быть затянуто. Сила предварительной затяжки определяется из условия $F_{тр} = F_{зат}f$, где $f = 0,1 \dots 0,2$ — коэффициент трения. Затянутое болтовое соединение работает на растяжение и кручение. Расчет ведется по эквивалентным напряжениям:

$$\sigma_{экр} = \frac{1,3 \cdot 4F_{зат}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma],$$

откуда внутренний диаметр резьбы болта

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{5,2F_{зат}}{\pi[\sigma]}}.$$

Диаметр болта с предварительной затяжкой в 2—3 раза больше, чем призонного болта, а масса такого соединения в 4—5 раз выше.

5.10.3. Шпоночные соединения

Шпоночные соединения предназначены для передачи вращающего момента от вала к ступице насаженной на него детали и наоборот. Соединения делятся на ненапряженные с призматическими (рис. 5.85, а), сегментными (рис. 5.85, б) и цилиндрическими (рис. 5.85, в) шпонками и напряженные — с клиновыми (рис. 5.85, г) шпонками. В машиностроении основное применение имеют ненапряженные шпоночные соединения для передачи малых и средних вращающих моментов.

Достоинства: простота конструкции, низкая стоимость изготовления, простота сборки и разборки.

Недостатки: снижение усталостной прочности вала из-за наличия шпоночного паза и отсутствие полной взаимозаменяемости. Необходимость подбора или ручной пригонки ограничивает их применение в крупносерийном и массовом производстве. Размеры всех типов шпонок установлены соответствующими стандартами.

Призматические шпонки (рис. 5.85, а) имеют прямоугольное сечение с отношением высоты к ширине $h/b = 1$ для валов с диаметром до 22 мм и $h/b = 0,5$ — для валов большего диаметра. Размеры шпонки h и b выбирают по ГОСТу в зависимости от диаметра вала. Длина шпонки l назначается из стандартного ряда длин и берется на 5—10 мм меньше длины ступицы детали. Выполняются шпонки из чисто тянутой стали с пределом прочности 600 МПа. Вращающий момент передается боковыми гранями шпонок. В паз на валу шпонка устанавливается по по-

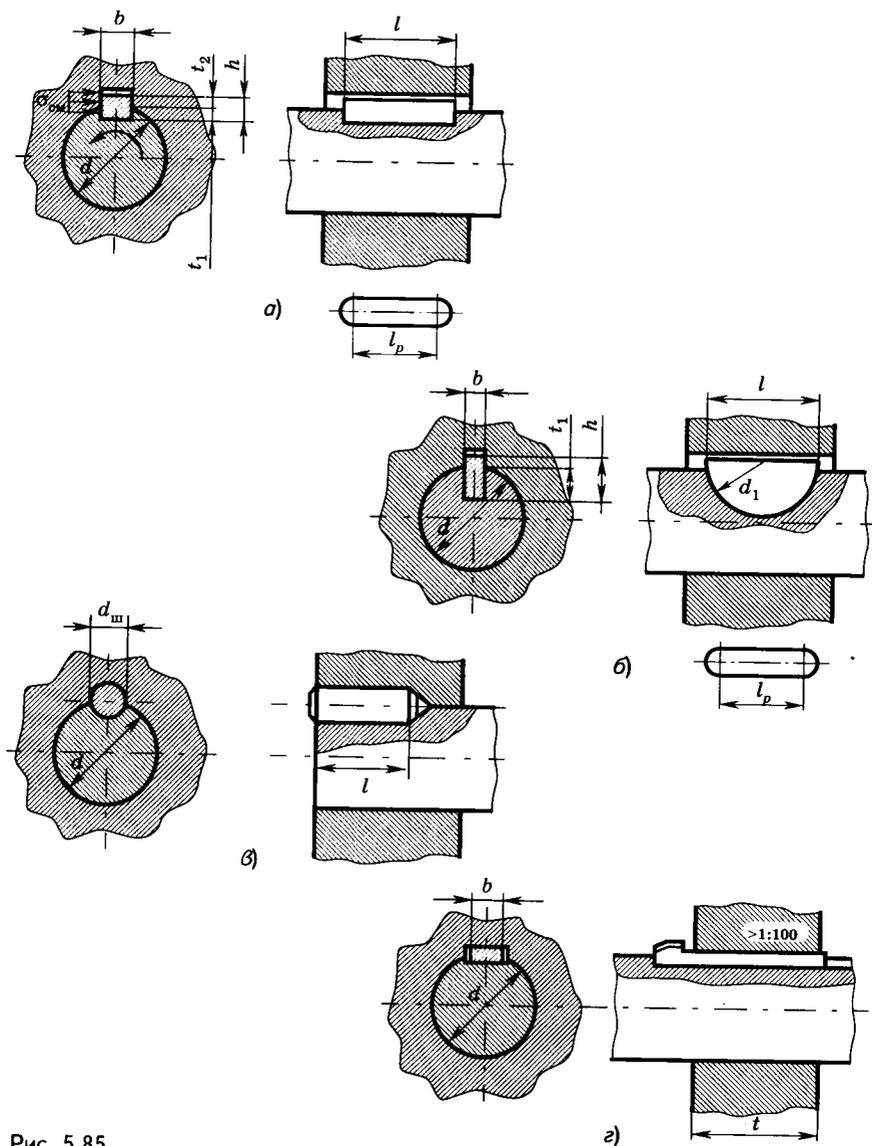


Рис. 5.85

садке с натягом, в ступицу детали — с зазором. Глубина врезания шпонки на валу примерно $0,5h$.

Высота паза в ступице делается несколько большей, чем выступающая часть шпонки, т. е. в радиальном направлении предусмотрен зазор. Пазы на валу фрезеруют пальцевой или дисковой фрезой. При фрезеровании дисковой фрезой шпоночный паз

имеет более плавный выход, что снижает концентрацию напряжений, но увеличиваются осевые размеры соединения и требуется фиксация шпонки в осевом направлении. Пазы в ступице выполняют долблением или протягиванием. Размер ширины шпонки выполняют с полем допуска $h9$. Посадка ее на вал и в ступицу осуществляется в системе вала. Для призматических шпонок используются три типа соединений: с *зазором* — паз на валу выполняют по H9, а в ступице — по D9; *переходное* — соответственно N9 и Js9; с *натягом* — одинаковые поля допусков P9 на размеры пазов на валу и в ступице. Вал и ступицу детали сопрягают по посадке с натягом H7/p6 или по переходным посадкам H7/k6, H7/js6. Для облегчения сборки соединения в радиальном направлении между шпонкой и ступицей детали устанавливается зазор, который обеспечивается заданными ГОСТом размерами высоты шпонки h и глубины пазов в ступице t_2 и на валу t_1 .

Сегментные шпонки (см. рис. 5.85, б) более технологичны, обладают взаимозаменяемостью, не перекашиваются под нагрузкой. Однако более глубокий паз на валу заметно снижает его прочность. Поэтому эти шпонки применяют в валах малонагруженных механизмов. Посадки по боковым граням сегментных шпонок аналогичны призматическим.

Изготавливают шпонки из чистотянутых стальных прутков. В слабонагруженных механизмах применяют шпонки из углеродистых сталей 45, 50, 60, в нагруженных — из легированной стали 40X с термообработкой до HRC 35...45.

Работают шпонки на срез и смятие. Размеры шпонок установлены таким образом, что определяющими ее прочность являются напряжения смятия. Расчет ведется в предположении равномерного распределения давления по боковой поверхности контакта шпонки с валом и ступицей. По назначенным размерам расчет ведется как проверочный:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d \cdot l_p t_2} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где T — вращающий момент, Н · мм; d — диаметр вала, мм; l_p — рабочая длина шпонки, мм; t_2 — глубина врезания шпонки в ступицу, мм; $[\sigma_{\text{см}}]$ — допускаемые напряжения смятия, МПа. Допускаемые напряжения при постоянной нагрузке $[\sigma_{\text{см}}] \cong 0,8\sigma_T$; при знакопеременной — $[\sigma_{\text{см}}] \cong 0,4\sigma_T$.

Если условие прочности не выполняется, то можно выбрать шпонку большего стандартного сечения или увеличить ее длину.

Если ступица детали имеет общую торцевую поверхность с валом, возможно образование соединения цилиндрическими шпонками (рис. 5.85, в). Отверстия в торцах соединяемых деталей высверливают в собранном состоянии. Шпонки располагают симметрично по окружности, число шпонок может быть 1—4. Диаметр шпонки $d_{ш} = (0,13...0,16)d$, длина шпонки $l = (3...4)d_{ш}$. Шпонки устанавливают в отверстие по посадке с натягом Н7/г6 и соединение получают неразъемным. Чтобы не было увода сверла при образовании отверстия, твердость вала и ступицы детали должны быть примерно одинаковыми. Для обеспечения осевой фиксации детали на валу между цилиндрическими шпонками размещают установочные винты. Нагрузочную способность соединения можно повысить, установив две или три шпонки под углом 120 или 180°. Расчет соединения ведется по напряжениям смятия в предположении равномерного распределения усилий между шпонками

$$\sigma_{см} = \frac{4T}{dd_{ш}lz} \leq [\sigma_{см}],$$

где z — число шпонок.

Напряженные шпоночные соединения образуются клиновыми шпонками, которые обычно имеют уклон 1 : 100 (см. рис. 5.85, г). Рабочими гранями этих шпонок являются не боковые, а верхние и нижние грани. По боковым граням имеется зазор. Клиновые шпонки могут передавать вращающий момент и осевую силу. При установке детали на клиновую шпонку ось детали смещается в радиальном направлении по отношению к оси вала на величину радиального посадочного зазора и контактных деформаций. Соответственно возрастает радиальное биение детали. Поэтому шпоночное соединение с клиновыми шпонками имеет ограниченное применение. В ответственных и высокоточных механизмах эти соединения не используются.

5.10.4. Шлицевые соединения

Шлицевые соединения образуются зубьями (выступами) на валу 1 и шлицами (впадинами) в ступице детали 2 (рис. 5.86, а).

Преимущества шлицевых соединений по сравнению со шпоночными: шлицевые соединения передают большие моменты; обеспечивают лучшее центрирование деталей на валу; имеют более высокую прочность вала вследствие меньшей концентрации напряжений; детали обладают полной взаимозаменяемостью.

Недостатки: более высокая стоимость изготовления.

Применение: в ответственных высоконагруженных механизмах в условиях массового производства.

По форме зуба в поперечном сечении шлицы подразделяются на прямобочные (рис. 5.86, б), эвольвентные (рис. 5.86, в) и треугольные (рис. 5.86, г). Размеры прямобочных и эвольвентных шлицев установлены ГОСТом. Треугольные шлицы применяют редко, в основном в малонагруженных кинематических механизмах, и изготавливают по отраслевым стандартам.

ПРЯМОБОЧНЫЕ ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ. Их применяют для валов диаметром 14—125 мм. Стандартом предусмотрены шлицы легкой, средней и тяжелой серий. При одном и том же внутреннем диаметре вала d возрастает наружный диаметр D и увеличивается число зубьев z , в связи с чем шлицы средней и тяжелой серий имеют большую нагрузочную способность. Центрирование деталей на валу может быть осуществлено по внутреннему d (рис. 5.87, а) и наружному D (рис. 5.87, б) диаметрам или по боковым граням (рис. 5.87, в).

Выбор типа центрирования зависит от поверхностной твердости вала и ступицы, а также условий работы механизма. Центрирование по диаметрам обеспечивает более точную соосность вала и ступицы детали. При твердости менее 350 НВ центрирование осуществляется по наружному диаметру D , который шлифуют, а пазы в ступице получают протягиванием. Центрирование по внутреннему диаметру d делают при твердости более 350 НВ. При этом внутренний диаметр ступицы

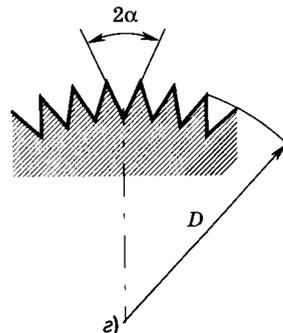
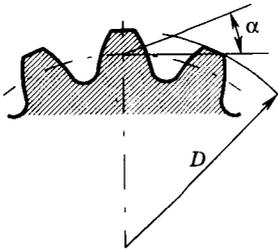
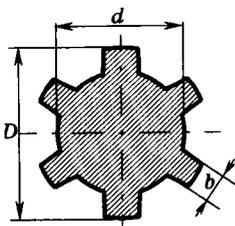
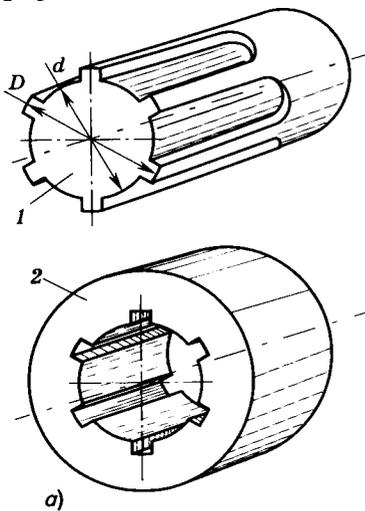


Рис. 5.86 б)

в)

г)

и пазы на валу после термообработки шлифуют. Рекомендуемые посадки при центрировании по диаметрам H7/f7 для подвижных и H7/js6 для неподвижных соединений. Центрирование по боковым граням обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям и применяется при передаче больших моментов в реверсивных передачах, но при отсутствии высоких требований к точности центрирования, а также при жестких требованиях к мертвому ходу механизма.

В обозначение прямобочного шлицевого соединения входит число зубьев z , внутренний диаметр d , наружный диаметр D , ширина зуба b . На первом месте ставится буква, обозначающая поверхность центрирования (D , d или b). Например: $D-6 \times 23$ H12/a11 $\times 26$ H7/f7 $\times 6$ D9/f8 обозначают шлицы с $z = 6$, $d = 23$, $D = 26$, $b = 6$ и центрированием по D .

В обозначении отверстия втулки и вала вместо посадки указываются только предельные отклонения на соответствующий размер. Обозначение вала этого соединения имеет вид $D-6 \times 23a11 \times 26f7 \times 6f8$, а обозначение втулки $D-6 \times 23H12 \times 26H7 \times 6D9$.

ЭВОЛЬВЕНТНЫЕ ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ. Эти соединения применяют для валов диаметром 4—500 мм, с модулем $m = 0,5 \dots 10$ мм и числом зубьев $z = 6 \dots 82$. По сравнению с прямобочными они имеют меньшую концентрацию напряжений и отличаются высокой технологичностью.

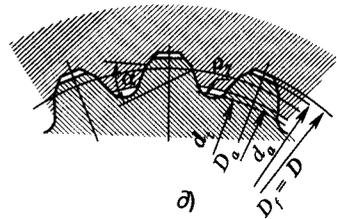
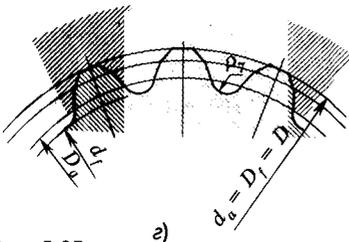
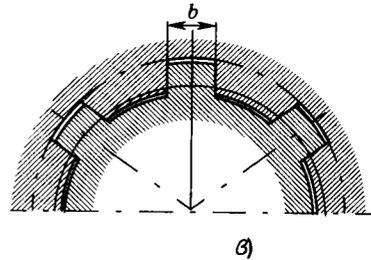
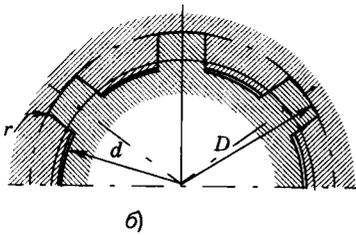
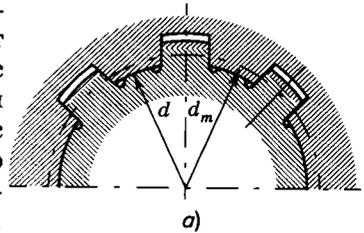


Рис. 5.87

Эффективный коэффициент концентрации напряжений при кручении k_t в 1,5 раза ниже, чем у прямобочных, а при изгибе примерно одинаков. Кроме того, напряжения смятия в них ниже вследствие большего числа зубьев и соответственно выше нагрузочная способность. В отличие от зубьев зубчатых колес угол профиля зуба эвольвентного шлицевого соединения увеличен до $\alpha = 30^\circ$, а высота зуба уменьшена $h = m$. Стандартным является наружный диаметр D .

Поскольку шлифование эвольвентных шлицев невозможно, их применяют при твердости ступицы HRC < 40. Центрирование осуществляется по наружному диаметру D (рис. 5.87, з) или по боковым граням (рис. 5.87, д). При центрировании по D рекомендуемыми посадками являются: H7/n6, H7/js6, H7/h6 — для неподвижных соединений; H7/g6, H7/f6 — для подвижных соединений. Для сопряжения зуба вала и впадины ступицы принята система отверстия. Поля допусков обозначаются в виде числа, показывающего степень точности, за которым следует буква, указывающая основное отклонение. При центрировании по боковым граням посадки могут быть с натягом, переходные или с зазором типа 7H/9g, 7H/8p, 7H/7n, 7H/8k, 7H/7h, 9H/9h, 9H/9g, 9H/8f. В обозначение эвольвентного шлицевого соединения входит номинальный диаметр D , модуль зацепления m , посадка центрирующего элемента и номер стандарта: например, 15x1x7H/7n (ГОСТ 6033—88) обозначает эвольвентное шлицевое соединение с $D = 15$ мм, $m = 1$ мм с центрированием по боковым поверхностям зубьев. При центрировании по наружному диаметру обозначение шлицевого соединения имеет вид: 15xH7/h6x1 (ГОСТ 6033—88).

При конструировании шлицевых соединений размеры их назначают по ГОСТу в зависимости от диаметра вала. Длину шлицев в соединении принимают не более $1,5D$, так как в противном случае возрастает неравномерность распределения нагрузки по длине шлицев и трудоемкость их изготовления.

Расчет шлицев на смятие проводится как проверочный:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d_m h l z \psi} \leq [\sigma_{см}],$$

где d_m — средний диаметр соединения; h — высота поверхностей контакта зубьев; l — длина шлицев; $\psi = 0,7 \dots 0,8$ — коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между зубьями.

Для прямобочных шлицев $d_m = 0,5(D + d)$; $h = 0,5(D - d)$; для эвольвентных шлицев $d = mz$; $h = m$.

Значение допускаемых напряжений на смятие зависит от условий работы и твердости поверхности шлицев. В неподвижных

соединениях $[\sigma_{см}] = 30...150$ МПа. Нижнее значение выбирают для шлицев с $HV < 350$ и тяжелых условий работы (знакопеременная нагрузка с ударами), верхнее — для шлицев с $HRC > 40$ в нереверсивных механизмах.

5.10.5. Штифтовые соединения

Для передачи вращающего момента в слабонагруженных передачах, а также для фиксации положения одной детали относительно другой применяют штифтовые соединения. В соединениях используют штифты (рис. 5.88): *a* — цилиндрические гладкие; *б* — с засверленными концами; *в* — насечные; *г* — пружинные; *д* — конические с конусностью 1:50; *е* — с резьбовой цапфой. Размеры штифтов характеризуются диаметром $d_{шт}$ и длиной l .

Изготавливают штифты из углеродистых сталей и цветных металлов. При установке штифтов отверстия в обеих деталях сверлят и развертывают в сборе. Цилиндрические штифты устанавливают в отверстия соединяемых деталей по посадкам с натягом (H7/n6, H7/n8, U8/n8). В соединениях, требующих частой сборки и разборки, отверстия в ступице обрабатывают для образования посадки типа K7/h8, H8/h8. От выпадения штифты фиксируются в разборных соединениях пружинным кольцом (рис. 5.89, *a*), изготовленным из проволоки диаметром 0,5...0,8 мм. В неразборных соединениях цилиндрические штифты кернят (рис. 5.89, *б*) или применяют штифты с засверленными концами, которые после сборки развальцовываются. Насечные штифты не требуют развертывания отверстий и дополнительной фиксации от выпадания. Применяют их в неотвественных соединениях деталей, изготовленных из пластич-

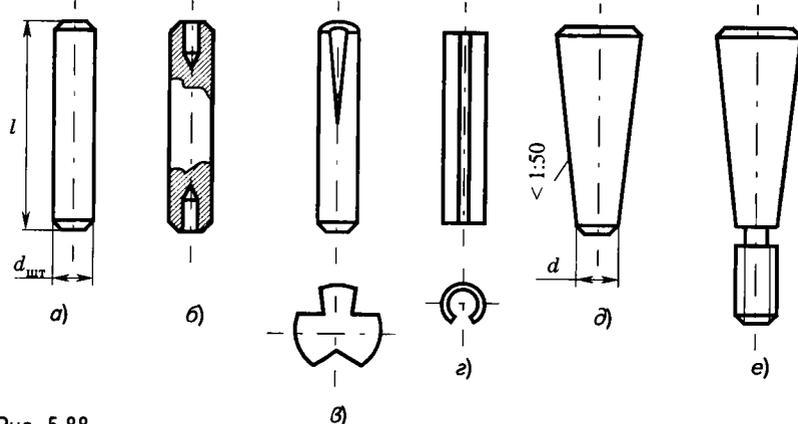


Рис. 5.88

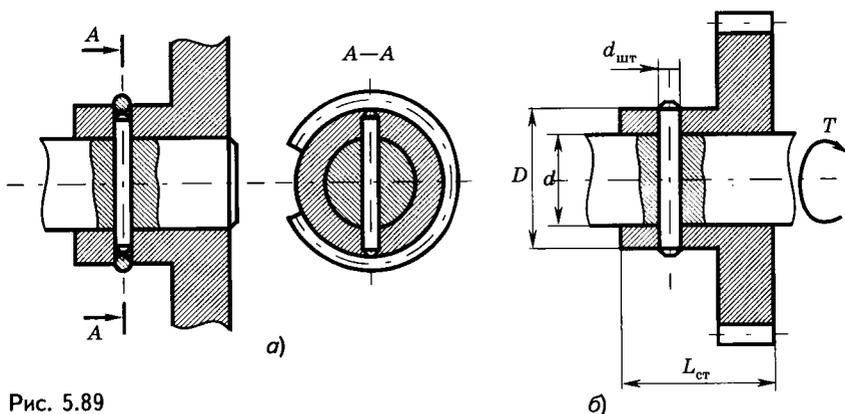


Рис. 5.89

ных материалов. Пружинные штифты устанавливают в мало-нагруженных соединениях; натяг создается за счет уменьшения диаметра отверстия в пределах $(0,015...0,025)d_{шт}$.

Соединение коническими штифтами путем создаваемого натяга обеспечивает возможность получения безлюфтового соединения. Самоторможение конических штифтов при действии поперечной силы и вращающего момента обеспечивается силами трения за счет их конусности. Однако в условиях вибраций и резких изменений температуры условие самоторможения может не выполняться, и для полной гарантии от выпадения конического штифта из отверстия необходимо его дополнительное крепление.

Диаметр штифта в соединениях типа «вал-ступица» в соответствии с ГОСТом назначают в зависимости от диаметра вала d в пределах $d_{шт} < 0,3d$ (рис. 5.89, б); соединение проверяют на срез и смятие. Условие прочности на срез:

$$\tau_{ср} = \frac{4T}{d\pi d_{шт}^2} \leq [\tau_{ср}],$$

где T — вращающий момент; $[\tau_{ср}]$ — допускаемые напряжения среза.

Для штифтов, изготовленных из углеродистых сталей, $[\tau_{ср}] = 35...75$ МПа (меньшие значения принимают при нагрузке с толчками и ударами). Штифтовое соединение проверяется на смятие при тонкой ступице:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d(D-d)d_{шт}} \leq [\sigma_{см}],$$

где $(D-d)d_{шт}$ — условная площадь смятия; $[\sigma_{см}] = 150...180$ МПа — допускаемые напряжения смятия (для стали).

5.10.6. Профильные соединения

В профильных соединениях контакт ступицы с валом осуществляется по фасонной поверхности. Соединения могут быть с лысками (рис. 5.90, а, б), гранями (рис. 5.90, в, г) и с овальным контуром поперечного сечения (рис. 5.90, д). Они могут быть собраны по посадкам с натягом, переходным и с зазором.

Достоинства: отсутствие концентрации напряжений, вследствие чего повышается нагрузочная способность и усталостная прочность; хорошее самоцентрирование; улучшенные шумовые характеристики.

Недостатки: необходимость расширения номенклатуры режущего инструмента для образования соединений; трудности замены деталей при ремонте; наличие распорных сил, вызывающих деформирование тонкостенных ступиц.

Профильные соединения в основном используются с равноосным профилем с тремя, реже пятью гранями, который является наиболее технологичным. В равноосном профиле между параллельными касательными сохраняется постоянное расстояние и в точках касания они имеют общую нормаль. К профильным относится четырехугольное сечение, которое широко используется на концевых участках валов под ключ. Применяют профильные соединения для передачи больших крутящих моментов. Использование их в дисковых, червячных, торцовых и других фрезях и инструментах вместо шпоночных повышает стойкость фрез и увеличивает их прочность.

Расчет профильных соединений проводится на смятие рабочих поверхностей, на растяжение в ступице и по радиальным деформациям втулки.

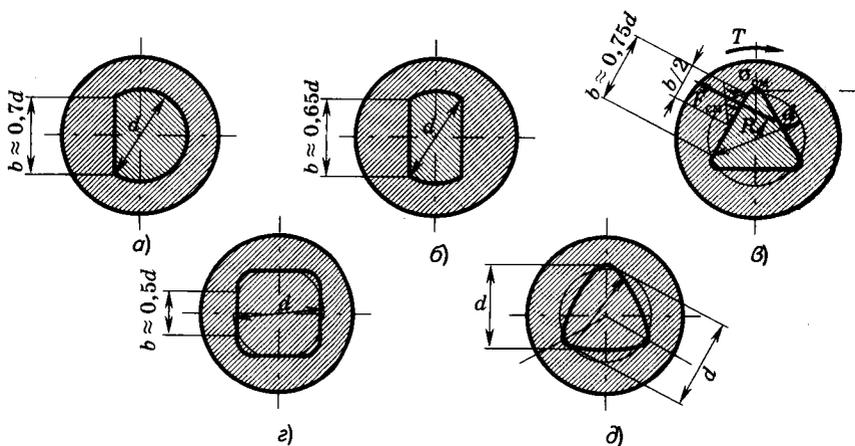


Рис. 5.90

5.10.7. Заклепочные соединения

Заклепочные соединения относятся к классу неразъемных соединений. Заклепки применяют в особо ответственных конструкциях, воспринимающих большие вибрационные или повторные нагрузки; для соединений несвариваемых деталей; в конструкциях, не допускающих сварку из-за коробления или опасности отпуска термообработанных деталей. Заклепочные соединения по сравнению со сварными более стабильны, лучше контролируются.

Недостатки: более высокая стоимость изготовления, повышенный расход металла, шум и вибрация в процессе клепки.

Заклепка представляет собой стержень круглого поперечного сечения с головками на концах. Закладная головка 1 выполняется одновременно со стержнем, а замыкающая 2 формируется при клепке (рис. 5.91). Диаметр отверстия под заклепку в соединяемых деталях делают несколько большим диаметра стержня заклепки. В результате клепки стержень заклепки плотно заполняет отверстие.

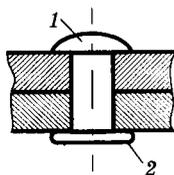


Рис. 5.91

Наиболее распространены сплошные стержневые заклепки общемашиностроительного применения с закладной головкой различной формы (табл. 5.24), замыкающую головку которых образуют методом прессования или ударом. При прессовой клепке замыкающую головку формируют на полуавтоматических прессах и клепальных автоматах.

Таблица 5.24

Заклепки	Эскиз	Диаметр, мм
С полукруглой головкой (ГОСТ 10299—80)		1—36
С потайной головкой (ГОСТ 10300—80)		1—36
С полупотайной головкой (ГОСТ 10301—80)		2—36
С полукруглой низкой головкой (ГОСТ 10302—80)		2—10
С плоской головкой (ГОСТ 10303—80)		2—36

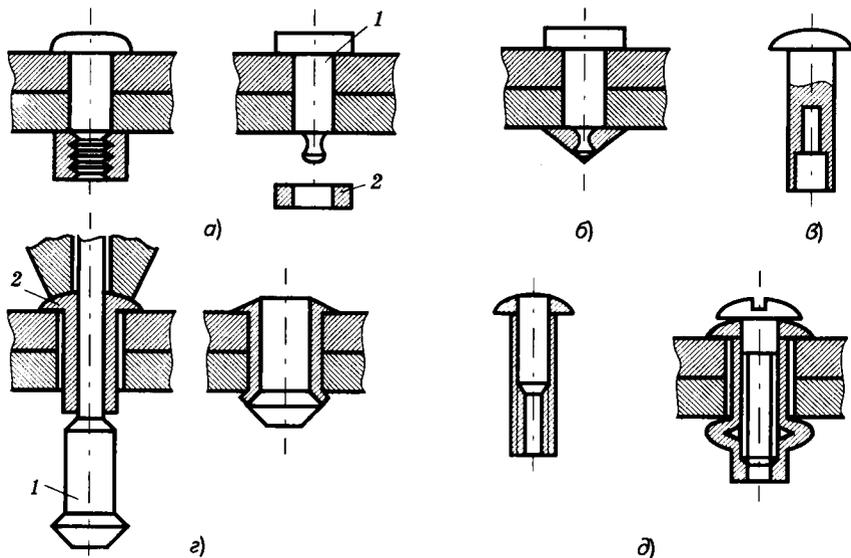


Рис. 5.92

Для соединения деталей из композиционных материалов применяют пустотелые и полупустотелые заклепки (табл. 5.25 на с. 356). Отверстие в стержне снижает силу расклепывания.

В авиастроении широко используют специальные заклепки (рис. 5.92). Болт-заклепочное соединение (рис. 5.92, а) выполняют в виде стержня из стали или алюминиевых сплавов, на конце которого накатаны кольцевые канавки, и обжимного кольца. Кольцо обжимают пневматическим пистолетом, постановка заклепки не сопровождается шумом. Масса соединения в 1,2—1,5 раза меньше, а усталостная прочность на разрыв в 2 раза выше, чем у болтового соединения из соответствующих материалов. Болт-заклепки рекомендуют применять вместо болта с гайкой при наличии подходов к соединению для использования специального инструмента.

В силовых соединениях, где действуют значительные срезающие усилия и прочность заклепок из легких сплавов недостаточна, применяют заклепки с высоким сопротивлением срезу (рис. 5.92, б). Стержень заклепки 1 изготавливают из стали 30ХГСА, а кольцо 2 из алюминиевого сплава Д18. Образование замыкающей головки происходит путем обжатия кольца вокруг кольцевой выточки стержня.

При одностороннем доступе к месту клепки применяют закладные заклепки, устанавливаемые и замыкаемые с одной стороны. К ним относят, например, заклепки взрывные

(рис. 5.92, в), с сердечником (рис. 5.92, г) и гайки-пистоны (рис. 5.92, д). Взрывные заклепки с плоско-выпуклой или потайной головкой имеют в конце стержня камеру, заполненную взрывчатым веществом. Заклепку ставят на место в холодном состоянии и нагревают до 500 °С, в камере происходит взрыв, разворачивающий свободный конец стержня.

Таблица 5.25

Заклепки	Эскиз	Диаметр, мм
Пустотелые		
со скругленной головкой (ГОСТ 12638—80)		1—20
с плоской головкой (ГОСТ 12639—80)		1—10
С потайной головкой (ГОСТ 12640—80)		1—10
Полупустотелые		
с полукруглой головкой (ГОСТ 12641—80)		1—10
с плоской головкой (ГОСТ 12642—80)		1—10
с потайной головкой (ГОСТ 12643—80)		1—10

Заклепки с сердечником состоят из двух частей — сердечника 1 и пистона 2. Образование замыкающей головки происходит при протягивании сердечника через отверстие пистона. Выступающую часть сердечника удаляют. Гайки-пистоны диаметром 5 и 6 мм применяют в несилевых соединениях.

В зависимости от материала соединяемых деталей используют заклепки из алюминиевых сплавов (В65, Д18, Д19П, Амг5П и др.), сталей (10, 15, 20Г2, 12Х18Н9Т, 30ХМА), латуни (Л63) и меди (М2). В табл. 5.26 на с. 357 приведены некоторые марки материалов заклепок, вид термообработки и характеристики прочности на срез. При соединении деталей из мягких сплавов, а также при присоединении деталей из мягких материалов к стальным применяют заклепки из алюминиевых сплавов, так как большие силы клепки стальных заклепок вызывают значительные деформации соединяемых деталей. Для конструкций, работающих при 150—250 °С, используют заклепки из сплава

Д19П; для обеспечения коррозионной стойкости соединения, а также при температурах выше 250 °С — заклепки из коррозионностойкой стали 12Х18Н9Т.

Таблица 5.26

Материалы и их марки	Вид термической обработки	Предел прочности на срез $\tau_{ср}$, МПа
Стали 10; 15	Отпуск	333
20Г2; 30ХМА	Закалка и отпуск	490
12Х18Н9Т; 12Х18Н10Т	Закалка и отпуск	431
Алюминиевые сплавы		275
Д19П		265 — для заклепок с $d > 6$ мм
В65	Закалка и старение	245
		240 — для заклепок с $d > 7$ мм
Д18		186
АМг5П	Отжиг	186
		157

Детали из стали и титановых сплавов соединяют стальными заклепками. При выборе материала заклепок надо исключать сочетание материалов, образующих гальванические пары, или наносить на заклепки антикоррозионное покрытие. Например, при соединении деталей из магниевых или медных сплавов на алюминиевые заклепки наносят кадмиевое или цинковое покрытие.

Заклепки из легких сплавов и стальные заклепки диаметром $d < 10$ мм клепают холодным способом, стальные заклепки большого диаметра — горячим способом, разогревая конец заклепки до 1000 °С. Наиболее распространены сплошные стержневые заклепки диаметром стержня $d = 1...10$ мм с закладной головкой, замыкающую головку которых образуют методом прессования или ударом. При прессовании замыкающую головку формируют путем равномерного сжатия стержня на полуавтоматических прессах и клепальных автоматах. Клепку ударом выполняют с помощью пневматических клепальных молотков. Образование замыкающей головки происходит в про-

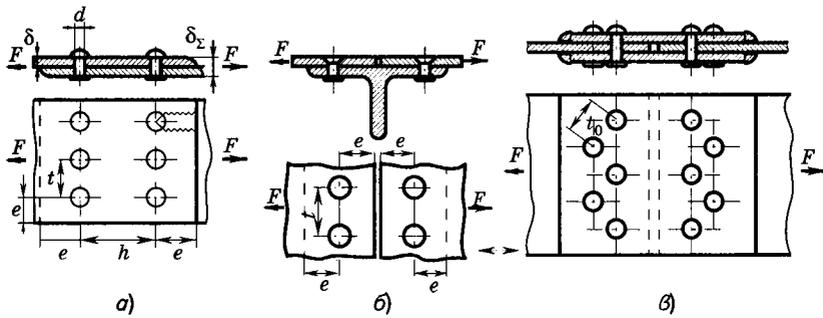


Рис. 5.93

цессе ударного воздействия и осаживания стержня заклепки. Качество прессовой клепки выше, чем ударной. Поэтому при проектировании заклепочных соединений учитывают возможность применения прессовой клепки. Различают одиночную и групповую клепку, при которой за один ход пресса расклепывают несколько заклепок.

Соединение группой заклепок называется *заклепочным швом*. По конструкции заклепочные швы выполняют внахлестку (рис. 5.93, а), встык с одной (рис. 5.93, б) и двумя (рис. 5.93, в) накладками. Заклепки в соединении располагают рядами (см. рис. 5.93, а, б) или в шахматном порядке (см. рис. 5.93, в).

По числу сечений заклепок, работающих на срез, соединение может быть односрезным (рис. 5.93, а, б) и двухсрезным (рис. 5.93, в). По назначению заклепочные соединения разделяют на прочные и прочноплотные. Прочные соединения служат для обеспечения прочности, восприятия внешней нагрузки и передачи ее с одного элемента на другой. Прочноплотные соединения при восприятии значительных усилий обеспечивают также герметичность (клепаные баки, герметичные кабины и т. д.). Соединение встык с одной накладкой — наиболее распространенный шов. Соединение с двумя накладками применяют в конструкциях, передающих большие усилия.

В прочных соединениях возможен относительный сдвиг соединяемых деталей. Поэтому расчет проводят на срез заклепок и листа, на разрыв листа и срез края листа. При расчете пренебрегают трением между соединяемыми деталями из-за трудностей его учета. Диаметр заклепки выбирают из соотношения $d = 2\sqrt{\delta_e}$.

Необходимое число заклепок определяют из условий прочности заклепок на срез

$$z \geq \frac{4F_p}{\pi d^2 n [\tau_{cp}]}$$

и смятие соединяемых деталей (листов)

$$z \geq \frac{F_p}{d\delta[\sigma_{см}]},$$

где $F_p = F_3 \cdot f$ — расчетная нагрузка, действующая на соединение; F_3 — эксплуатационная нагрузка; $f = 1,5 \dots 2,0$ — коэффициент безопасности; n — число плоскостей среза; $[\tau_{ср}] = \tau_{ср}/S$ — допускаемые напряжения на срез заклепки; $\tau_{ср}$ — предел прочности срезу (см. табл. 5.26 на с. 357); S — допускаемый запас прочности; δ — наименьшая толщина соединяемых деталей; $[\sigma_{см}]$ — допускаемые напряжения смятия соединяемых деталей.

Допускаемые напряжения на срез и смятие детали обычно принимают $[\tau_{ср}] = 0,2\sigma_B$; $[\sigma_{см}] = (0,4 \dots 0,5)\sigma_B$; σ_B — временное сопротивление материала детали.

Соединяемые листы рассчитывают на разрыв между заклепками

$$\sigma_p = \frac{F_p}{\delta(t-d)z} \leq [\sigma_p]$$

и на срез края листа

$$\tau_{ср} = \frac{F_p}{2 \cdot z(e-0,5d)\delta} \leq [\tau_{ср}],$$

где t — расстояние между заклепками, мм; e — расстояние от центра заклепки до края листа, мм.

При эксцентричном приложении нагрузки на заклепочный шов расчет на прочность по приведенным выше формулам проводят для наиболее нагруженной заклепки.

5.10.8. Сварные соединения

Сварные соединения образуются за счет сил молекулярного взаимодействия между соединяемыми деталями при местном нагреве до расплавленного состояния (сварка плавлением) или при пластическом деформировании нагретых деталей (контактная сварка).

Сварные соединения — наиболее распространенный вид неразъемных соединений, широко используемых во всех отраслях техники. Сваркой соединяют детали из конструкционных углеродистых и легированных сталей, цветных сплавов и неметаллов.

Достоинства: возможность автоматизации процесса и соответственно низкая стоимость изготовления; небольшая масса конструкции, которая на 20—30% ниже массы заклепочного соединения; прочность сварного шва при статическом нагруже-

нии приближается к прочности основного материала; герметичность конструкции.

Недостатки: появление остаточных напряжений и коробление, особенно тонкостенных конструкций, связанное с неравномерным нагревом и охлаждением материала соединяемых деталей; возможность наличия внутренних дефектов в сварном шве (непровары, трещины, шлаковые включения), особенно при ручном процессе сварки, что снижает прочность соединений; трудоемкость контроля качества шва.

В зависимости от способа разогрева деталей различают термический, термомеханический и механический виды сварки.

В дуговой сварке разогрев деталей осуществляется электрической дугой между металлическим электродом 1 и свариваемыми деталями (рис. 5.94, а). Процесс может быть ручным или автоматическим. Для защиты окисления деталей из легированных сталей и цветных сплавов автоматическую сварку проводят под слоем флюса или в среде инертных газов — аргона или гелия. Автоматическую сварку используют в серийном производстве и для соединения конструкций с прямыми длинными швами. Она обеспечивает высокое качество соединения, поскольку исключается влияние квалификации сварщика, повышается производительность процесса. Сварку осуществляют на сварочных автоматах или полуавтоматах деталей толщиной от 2 до 130 мм. Ручная сварка более маневренная; ее применяют в единичном производстве и для соединения конструкций с фигурными швами. Толщина соединяемых деталей 1—60 мм.

Электронно-лучевой сваркой соединяют детали из легированных сталей, алюминиевых и медных сплавов, тугоплавких металлов. Разогрев осуществляется в вакуумных камерах потоком электронов, испускаемых вольфрамовой спиралью 1, питаемой током высокого напряжения (250 кВ), и проходящих через кольцевой анод 2 (рис. 5.94, б). Поток электронов фокусируют с помощью электромагнитных катушек. Тонкий луч позволяет получать швы малых размеров, обеспечивает узкую зону проплавления, малые деформации. Этим способом можно сваривать детали толщиной от нескольких десятков миллиметров до нескольких микрометров, расположенные в замкнутых объемах (сосуды, оболочки), проницаемых для электронных лучей.

Плазменно-лучевая сварка (рис. 5.94, в) производится струей нейтрального газа (азот, гелий, аргон), ионизированного при пропускании через электрическую дугу между вольфрамовым электродом 1 и медным соплом 2. Струю плазмы формируют электромагнитным полем. Температура струи доходит до

4000 °С. Применяют этот вид сварки для тугоплавких металлов и соединения деталей толщиной 0,1...0,5 мм (сильфоны, трубопроводы, детали приборов).

В газовой ацетилено-кислородной сварке (рис. 5.94, з) детали разогревают высокотемпературным пламенем. В качестве присадочного материала для заполнения шва используют стальную проволоку. Ацетилено-кислородную сварку применяют для соединения деталей из углеродистых сталей в мелкосерийном производстве и в полевых условиях. Широко используется газовая резка металлов.

К термомеханической относится контактная сварка, в которой разогрев происходит при прохождении электрического тока между двумя электродами, сдавливающими соединяемые детали. Различают точечную и шовную (роликовую) электросварки. При точечной сварке нахлесточных соединений (рис. 5.94, д) детали располагаются между подвижным 1 и неподвижным 2 электродами, которые периодически сжимают листы, образуя точечный шов. Роликовая сварка (рис. 5.94, е) ведется вращающимися дисковыми электродами 3 для соединения деталей об-

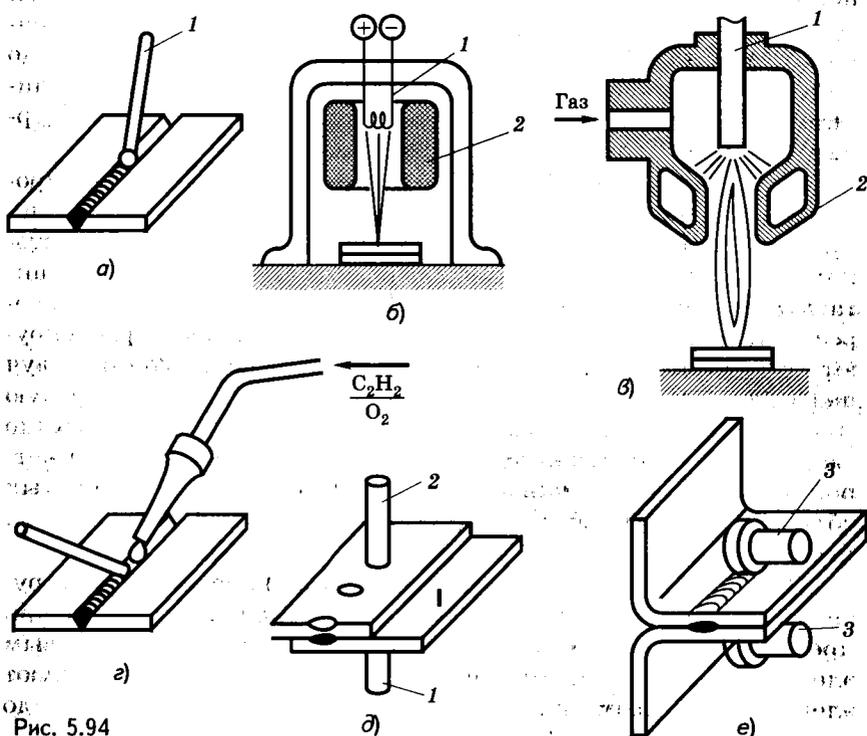


Рис. 5.94

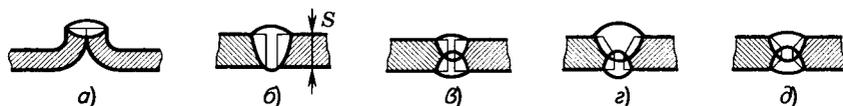


Рис. 5.95

щей толщиной 4—6 мм и получения герметичного шва (различные сосуды).

Механическую сварку применяют для соединения пластичных металлов (медь, никель, алюминий, цинк и др.). Зачищенные и обезжиренные поверхности сжимают давлением, превосходящим предел текучести материала. В результате диффузионных и рекристаллизационных процессов, происходящих в зоне сжатия, поверхности прочно соединяются. Детали из цветных металлов приваривают к стальным путем запрессовки их в конические гнезда.

В зависимости от взаимного расположения деталей можно выделить следующие основные виды сварных соединений: стыковые, нахлесточные, с накладками, угловые и тавровые. Стыковые соединения выполняют стыковыми швами, остальные — угловыми швами.

Наиболее распространенными являются стыковые соединения (рис. 5.95), прочность которых практически равна прочности основного материала. Сварку выполняют по торцам соединяемых деталей. Стыковые швы в зависимости от толщины соединяемых деталей могут быть односторонними (рис. 5.95, а, б) или двусторонними (рис. 5.95, в—д). На кромках деталей большой толщины выполняют различного рода фаски (рис. 5.95, з, д) для создания сварочной ванны и обеспечения проплавления на всю толщину деталей.

Стыковые швы рассчитывают на прочность по номинальному сечению без учета утолщения шва (рис. 5.96). При действии растягивающей силы F условие прочности записывается в виде

$$\sigma = F/(sl) \leq [\sigma],$$

где l — длина шва; s — толщина соединяемых деталей; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение в сварном шве при растяжении (табл. 5.27).

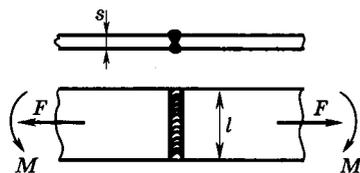


Рис. 5.96

Соединения, нагруженные изгибающим моментом M , рассчитывают по формуле

$$\sigma = M/W \leq [\sigma],$$

где $W = sl^2/6$ — момент сопротивления сечения шва.

Сварка	Допускаемое напряжение для сварных швов		
	при растяжении $[\sigma'_p]$	при сжатии $[\sigma'_{сж}]$	при сдвиге $[\tau_{ср}]$
Автоматическая, ручная электродами Э42А и Э50А, в среде защитного газа, контактная стыковая	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,65[\sigma_p]$
Ручная электродами обычного качества	$0,9[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,6[\sigma_p]$
Контактная точечная	—	—	$0,5[\sigma_p]$

Примечание. $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение при растяжении основного металла соединяемых элементов.

При совместном действии растягивающей (или сжимающей) силы и изгибающего момента напряжения определяются как

$$\sigma = F/sl + 6M/sl^2 \leq [\sigma].$$

Нахлесточные соединения могут быть с односторонним (рис. 5.97, а) или двусторонним (рис. 5.97, б) швом. В зависимости от расположения швов по отношению к внешней нагрузке различают швы лобовые (рис. 5.97, в), фланговые (рис. 5.97, г) и косые (рис. 5.97, з). Лобовые швы расположены перпендикулярно действующей силе, фланговые — параллельно, а угловые — под углом. Величина перекрытия деталей в нахлесточных соединениях выбирается из условия $b > 4s$. Длину лобового шва обычно принимают равной ширине привариваемой детали; длину флангового шва — равной не менее 30 мм, так как дефекты на концах шва резко снижают его прочность. Максимальную длину шва рекомендуют выбирать не более $60k$, где k — катет шва.

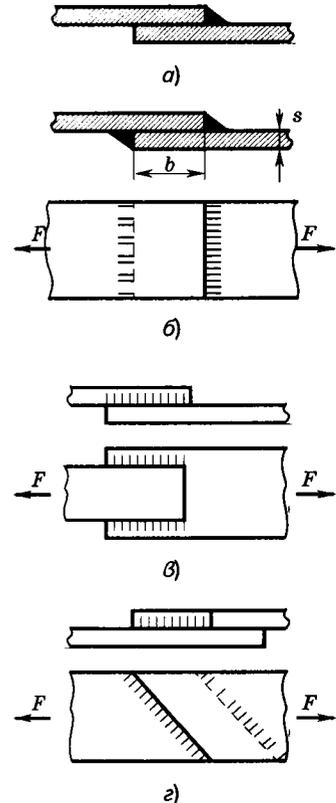


Рис. 5.97

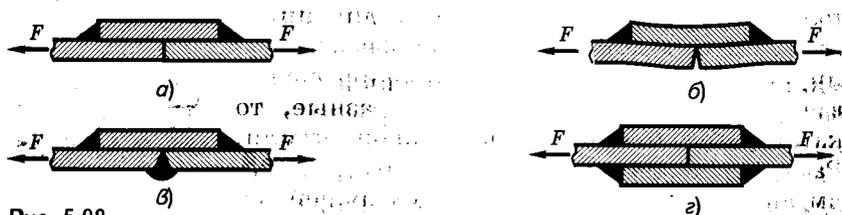


Рис. 5.98

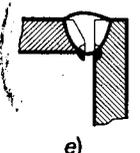
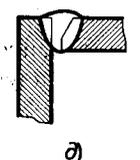
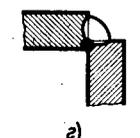
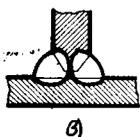
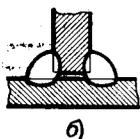
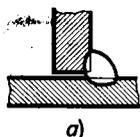


Рис. 5.99

В соединениях с накладкой под действием растягивающих сил возникает изгибающий момент (рис. 5.98, а, б), равный произведению силы на сумму полутолщин соединяемых деталей. Эти соединения можно усилить подваркой соединяемых деталей (рис. 5.98, в). Соединения с двумя накладками (рис. 5.98, г) разгружены от изгибающего момента, но они имеют большую массу и мало технологичны. Применяют соединения с накладками только в тех случаях, когда стыковое соединение не обеспечивает требуемой прочности.

В тавровых (рис. 5.99, а—в) и угловых (рис. 5.99, г—е) соединениях детали располагаются под углом, чаще всего перпендикулярно. В угловых соединениях детали свариваются по кромкам, а в тавровых одна деталь приваривается к боковой поверхности другой. В зависимости от толщины свариваемых элементов соединения выполняют с подготовкой и без подготовки кромок, односторонним или двусторонним швом.

По форме угловые выполняют прямыми в виде равнобедренного треугольника (нормальный шов) (рис. 5.100, а); с соотношением сторон 1 : 1,5 или 1 : 2 (рис. 5.100, б), выпуклые (рис. 5.100, в) и вогнутые (рис. 5.100, г). Чаще всего применяют нормальный шов, где меньше концентрация напряжений. Такой шов рекомендуют применять при действии циклических нагрузок. В выпуклом шве возможно появление непроваров в местах соединения шва со стенками деталей. Вогнутый шов обладает повышенной прочностью, но выполнение его затруднено и малопроизводительно.

Основной характеристикой угловых швов является катет k . При сварке деталей различной толщины его делают равным толщине более тонкой детали. В угловых соединениях с одинаковой толщиной стенок (см. рис. 5.99, г) катет определяется

толщиной кромок. В тавровых соединениях, где размеры катета могут быть произвольными, катет шва делают равным толщине свариваемых деталей; если толщины разные, то катет равен толщине более тонкой детали. Разрушение углового шва происходит по наименьшей площади сечения, проходящей через биссектрису прямого угла. Высоту шва принимают равной $0,7k$.

Расчет угловых швов рассмотрим на примере наиболее распространенного нахлесточного соединения. При действии на соединение силы F (рис. 5.101, а) в угловом шве возникает сложное напряженное состояние, но в упрощенном виде расчет всех типов выполняют по одной зависимости

$$\tau_{cp} = \frac{F}{0,7kl} \leq [\tau_{cp}], \quad (5.93)$$

где $[\tau_{cp}]$ — допускаемое напряжение среза шва (см. табл. 5.27); $l = l_1 + 2l_2$ — суммарная длина шва. Для фланговых швов эта зависимость справедлива, для лобовых носит приближенный характер.

При расчете угловых швов, нагруженных изгибающим моментом M (рис. 5.101, б) в плоскости стыка, полагают, что приваренная деталь стремится повернуться вокруг центра масс фигуры, образованной сечениями швов. Максимальное напряжение определяют по формуле

$$\tau_{max} = \frac{M \rho_{max}}{J_p}, \quad (5.94)$$

где ρ_{max} — расстояние наиболее удаленной точки от центра масс площади опасных сечений; $J_p = J_x + J_y$ — полярный момент

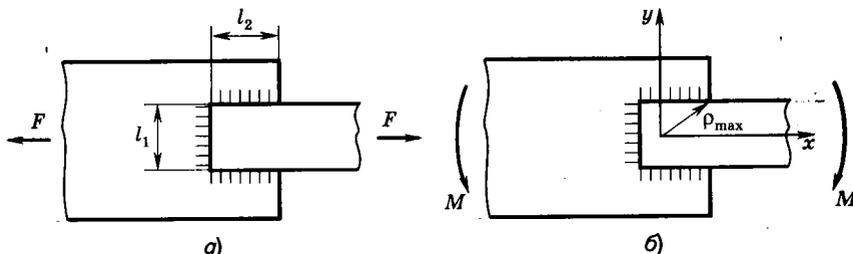


Рис 5.101

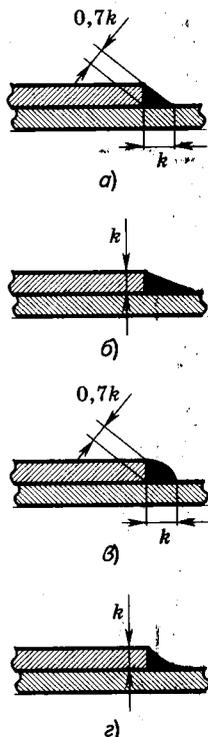


Рис 5.100

инерции площади сечения шва, равный сумме осевых моментов инерции. Осевые моменты инерции J_x и J_y сечения швов определяют как для прямоугольников, одна сторона которых равна длине шва, а другая — $0,7k$. При совместном действии момента M и силы F на комбинированный угловой шов расчетные напряжения τ_{\max} находят геометрическим сложением напряжений от силы F момента M по формулам (5.93) и (5.94).

5.10.9. Паяные соединения

Паяные соединения получают нагреванием до температуры плавления припоя, который затекает в зазоры между соединяемыми деталями и кристаллизуется, образуя шов. Пайка — основной вид соединений в радиоэлектронной и электротехнической промышленности. Наряду с этим паяные конструкции широко распространены в других отраслях техники. Этому способствуют современные методы пайки в печах с нейтральной и восстановительной средой; в вакууме с нагревом электронным лучом, индукционным нагревом, с помощью ультразвука и др.

Достоинства: возможность соединять детали из однородных и разнородных материалов; из высокопрочных сплавов тугоплавких металлов (ниобий, вольфрам, молибден, тантал), плохо поддающихся сварке (камеры сгорания ЖРД, лопатки турбин, ядерные реакторы и др.); возможность паять детали с тонкостенными элементами, в которых нельзя применить сварку; изготавливать за один производственный цикл сложные по конфигурации конструкции; соединять стали со сплавами цветных металлов; металлов с графитом, фарфором; пластмассу, дерево, резину. К достоинствам паяных соединений относится также возможность распайки без разрушения деталей.

Недостатки: необходимость обеспечения малых равномерно распределенных зазоров; более точная механическая обработка и сборка конструкций, очистка поверхностей от грязи и масел, удаление окисных пленок, нанесение покрытий, облегчающих протекание процесса пайки. Для уменьшения окисления поверхностей деталей применяют флюсы, которые не только защищают поверхность, но растворяют окисные пленки и повышают текучесть припоя.

Основные способы пайки и их характеристики:

- ▶ паяльниками — универсальный ручной способ низкотемпературной пайки;
- ▶ газовой горелкой — универсальный ручной способ высокотемпературной пайки;

- ▶ индукционная — для изделий больших размеров; быстрый нагрев; возможность механизации и автоматизации процесса;
- ▶ в печах с флюсом — равномерный нагрев и регулирование режима; минимальная деформация изделий; возможность механизации;
- ▶ в печах в контейнерах с инертным газом и вакуумных печах — минимальная деформация изделий; отсутствие окисления; возможность объективного контроля режима пайки;
- ▶ сканирующим электронным лучом — возможность локализации нагрева и автоматизации процесса;
- ▶ погружением в расплавленный припой или флюс — высокая производительность; быстрый нагрев и точное регулирование температуры.

Припой должны быть легкоплавкими, хорошо смачивать поверхность, обладать высокой прочностью. По температуре плавления припой делятся на низкотемпературные ($T < 450^\circ\text{C}$) на основе олова и свинца (ПОС30, ПОС90) и высокотемпературные ($T > 450^\circ\text{C}$) на основе меди (Л63), серебра и меди (ПСР25, ПСР45). В качестве флюса для низкотемпературной пайки используют прокаленную буру $\text{Na}_2\text{B}_4\text{O}_7$ и ее смесь с борной кислотой.

Тип паяного соединения определяется требованиями к прочности изделия, характера нагрузок и направления их действия. Основными типами являются соединения внахлестку (рис. 5.102, а), встык (рис. 5.102, б), тавровые (рис. 5.102, в), угловые (рис. 5.102, г) и телескопические (рис. 5.102, д). В авиационной и космической технике широко используют со-

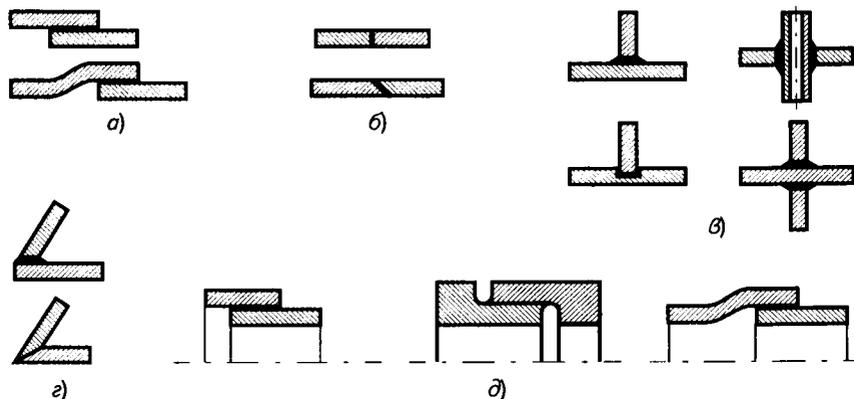


Рис 5.102

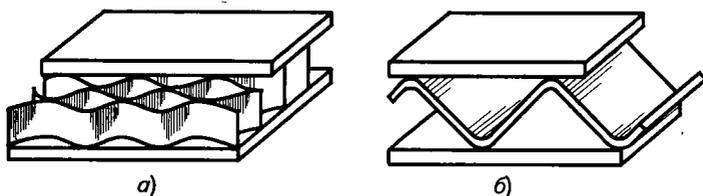


Рис 5.103

товые (рис. 5.103, а) и гофровые (рис. 5.103, б) паяные соединения. При этом мало прочные алюминиевые сплавы заменяют тонкими стальными листами. Прочность и жесткость такой конструкции выше, чем клепаной.

Расчет паяных соединений на прочность проводится по номинальным напряжениям. Нахлесточные соединения (рис. 5.104, а), нагруженные растягивающей силой, рассчитывают на прочность по срезу:

$$\tau_{cp} = \frac{F}{lb} \leq [\tau_{cp}],$$

где $[\tau_{cp}]$ — допускаемые напряжения на срез паяного соединения (табл. 5.28).

Стыковые паяные соединения при действии растягивающей силы F рассчитывают по номинальному сечению соединяемых деталей:

$$\sigma = \frac{F}{ls} \leq [\sigma].$$

При действии растягивающей силы F и изгибающего момента M (рис. 5.104, б) напряжение определяют по формуле

$$\sigma = \frac{F}{ls} + \frac{M}{W} \leq [\sigma],$$

где W — момент сопротивления детали в месте пайки; $[\sigma]$ — допускаемые напряжения на растяжение паяного соединения (табл. 5.28).

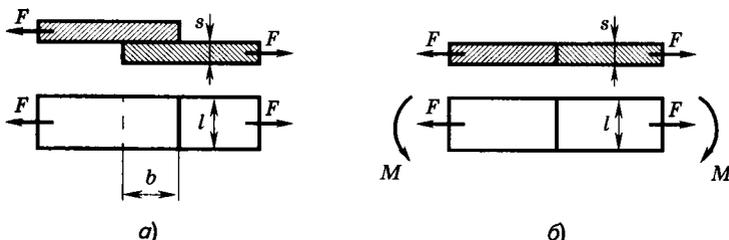


Рис 5.104

Таблица 5.28

Материал паяных элементов	Припой	Способы нагрева	Допускаемые напряжения, МПа, для соединений	
			стыковых	нахлесточных
Латунь	Олово	Паяльником	40—50	30—40
Медь	ПОС 40		60—70	40—50
	ПОС 18		80—90	25—40
	ПСр45	В печи	300—320	240—300
Низкоуглеродистая сталь	Олово	Паяльником	80	40
	ПОС 40		100	60
	ПОС 18		105	50
	ПСр45	В печи	220—240	170—180
	ВПр		300—400	250—300
	М1		350—400	170—200

5.10.10. Клеевые соединения

Клеевые соединения элементов конструкций получают с помощью клея, образующего между ними тонкую прослойку. Эти соединения в последнее время получили широкое распространение, благодаря созданию новых высокопрочных клеев. Иногда этот тип соединений является единственно возможным для соединения деталей из разнородных материалов.

Преимущества: возможность скреплять разнообразные материалы, отличающиеся по физико-механическим свойствам; соединять массивные детали с тонкими листами; отсутствие концентрации напряжений; обеспечение герметичности соединений; коррозионная стойкость; малая масса, позволяющая экономично и быстро осуществлять сборку.

Недостатки: малая прочность при неравномерном отрыве (отдире); изменение механических свойств во времени (старение) и при низких и высоких температурах; необходимость тщательной подготовки поверхности; трудность контроля качества соединений.

Клеи изготавливают на основе высокомолекулярных соединений и подразделяют на терморезистивные — эпоксидные, полиэфирные и формальдегидные; термопластичные на основе по-

лиэтилена, поливинилхлорида; эластомеры на основе каучука. Для большинства клеев предел прочности на сдвиг при нормальной температуре составляет 10—20 МПа. С повышением температуры до 200—250 °С механические характеристики снижаются на 30—50%. Выбор типа клея определяется требованиями, предъявляемыми к клеевым конструкциям. Клей должен иметь высокие адгезионные характеристики, не должен быть коррозионно-активным по отношению к материалам соединяемых деталей, иметь минимальную усадку при отверждении. Для склеивания деталей из металлов, конструкционных неметаллических материалов и их сочетаний применяют синтетические клеи. По клеевой основе они делятся на термореактивные, термопласты и эластомеры. Основой термореактивных клеев являются эпоксидные, полиэфирные, фенолформальдегидные, полиуретановые полимерные смолы. Термопластичные клеи содержат полиэтилен, поливинилхлорид, полистирол и другие полимеры. В основу эластомеров входит натуральный или синтетический каучук. При склеивании поверхности деталей должны быть обезжирены и очищены от загрязнений. Наносят клей на обе соединяемые поверхности. Прочность соединения зависит от толщины слоя клея. Оптимальная толщина слоя составляет 0,05—0,15 мм.

Процесс склеивания состоит из ряда последовательных операций: подготовка поверхности, включающая увеличение шероховатости, различные виды химической и физико-химической обработки; нанесение клея; сборка соединений; выдержка при определенной температуре и давлении. При отверждении клеев требуется давление до 2—2,5 МПа и нагрев в течение 1—2 ч. Затем изделие охлаждается до нормальной температуры и выдерживается в течение двойного времени охлаждения. Качество клеевого соединения определяется методами разрушающего или неразрушающего контроля.

Основные типы клеевых соединений приведены на рис. 5.105. Нахлесточные соединения (рис. 5.105, *a*) следует выполнять так, чтобы плоскость клеевого слоя совпадала с плоскостью нагружения и соединение работало на срез. Концы деталей иногда выполняют скошенными для уменьшения напряжений отрыва. Прочность такого соединения в 1,5—2 раза выше, чем у соединения с прямыми концами. Стыковые соединения по косому срезу (в ус) позволяют получить гладкие поверхности (рис. 5.105, *б*). Шиповые соединения (рис. 5.105, *в*) используют в основном для соединений деревянных деталей. В соединениях с накладками (рис. 5.105, *г*) наблюдается неравномерность распределения напряжений по длине стыка и возникновение отрывающих напряжений у краев накладок.

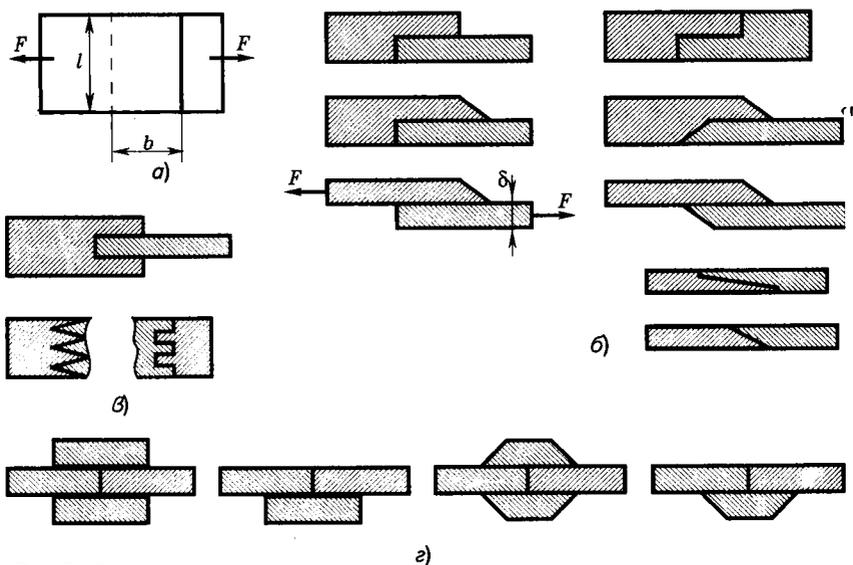


Рис 5.105

Клеевое соединение, работающее на сдвиг, рассчитывают по формуле

$$\tau = \frac{F}{bl} \leq \tau_b,$$

где b — длина нахлестки; τ_b — предел прочности клеевого слоя на сдвиг (табл. 5.29).

Таблица 5.29

Марка клея	Режим склеивания		Температура испытаний, °С								
	Темпе- рату- ра, °С	Давле- ние, МПа	-60	+20	+60	+150	+200	+300	+20	+60	+200
			при сдвиге, МПа						при отрыве, МПа		
ПУ-2	105	0,1—0,3	14	18	16	1,5	—	—	35	20	2,5
ВФ-2	140	0,5—2,0	10	20	9	—	—	—	45	—	2,0
МПФ-1	155	0,1—0,5	—	15	7,5	—	—	—	—	—	—
ВК-32—200	180	0,8—3,0	30	20	15	10	8	4	50	—	3
ВС-10М	180	0,06—1,0	14	18	15	12	9,5	6	—	—	1
ВК-32-ЭМ	150	0,05—0,3	14	15	18	1	—	—	40	46	2
ВК-1	150	0,05—0,3	16,5	16	—	3,5	1,2	—	25	—	2,2

Длину нахлестки рассчитывают из условия равнопрочности нахлесточного клеевого соединения:

$$\text{при сдвиге } b = \delta \tau_{в.д} / \tau_{в};$$

$$\text{при растяжении } b = \delta \sigma_{в.д} / \sigma_{в},$$

где δ — меньшая толщина соединяемых элементов; $\tau_{в.д}$, $\sigma_{в.д}$ — пределы прочности материала детали при сдвиге и растяжении.

Клеи применяют также для повышения прочности соединения зубчатых колес с валами и зубчатых венцов со ступицами; при установке наружных колец подшипников в корпус; для стопорения резьбовых соединений.

5.11. МУФТЫ

5.11.1. Основные понятия

Приводы и трансмиссии состоят из ряда последовательно или параллельно соединенных механизмов. **Трансмиссия** — *устройство для передачи вращения от двигателя к потребителю*. Обычно трансмиссией является силовая передача для соединения нескольких потребителей с одним двигателем. Кинематическая и силовая связь между отдельными механизмами осуществляется муфтами. **Муфты** — *устройства для соединения валов и передачи вращающего момента без изменения угловой скорости*. Как правило, оси соединяемых валов имеют различные отклонения, вызванные погрешностями монтажа, деформациями валов от эксплуатационных нагрузок, тепловых воздействий. Смещения могут быть осевые Δ , радиальные δ_r и угловые α (рис. 5.106). Муфты могут также в определенной степени компенсировать погрешности расположения осей валов, являться демпферами крутильных колебаний, обеспечивать плавный пуск и останов механизма, предохранять механизмы от перегрузок и т. д. К муфтам предъявляют следующие требования: минимальные деформации и напряжения в соединяемых ими валах и опорах; минимальные потери мощности; повышенная надежность.

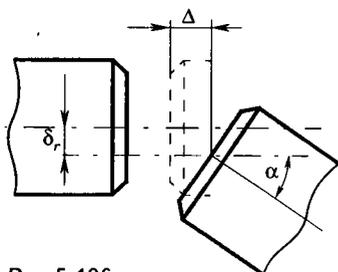


Рис 5.106

По конструкции, назначению и принципу действия муфты весьма разнообразны. По принципу действия они делятся на механические, электрические и гидравлические; по признаку управляемости — на *неуправляемые* (не допускают рассоединения валов в процессе работы); *управляемые* (позволяют принудительно соединять и разъединять ведущий и ведомый валы в процессе

работы); *самоуправляемые* (автоматически рассоединяют валы при изменении заданного режима работы); *прочие* (например, комбинированные, состоящие из неуправляемой и управляемой или самоуправляемой муфты).

Большинство муфт, применяемых в общем машиностроении, стандартизировано. Основной характеристикой стандартной муфты является расчетный крутящий момент $T_p = K_1 K_2 T_{ном}$, где T_p и $T_{ном}$ — соответственно расчетный и номинальный крутящие моменты; K_1 — коэффициент безопасности; K_2 — коэффициент режима работы. Значения $K_1 = 1,0 \dots 1,8$ принимают в зависимости от последствий, к которым приводит поломка муфты; $K_2 = 1,0$ — при равномерной нагрузке, $K_2 = 1,3 \dots 1,5$ — при ударной нагрузке.

5.11.2. Неуправляемые муфты

Неуправляемые муфты по характеру соединения валов разделяются на **глухие** — для постоянного соединения строго соосных валов; **компенсирующие** — для соединения валов с незначительными взаимными смещениями и перекосами осей, вызванными погрешностями изготовления и монтажа; **упругие** — для предохранения от динамических нагрузок.

ГЛУХИЕ МУФТЫ. Наиболее просты конструкции втулочных (рис. 5.107, а, б) и фланцевых (рис. 5.107, в) глухих муфт. Они

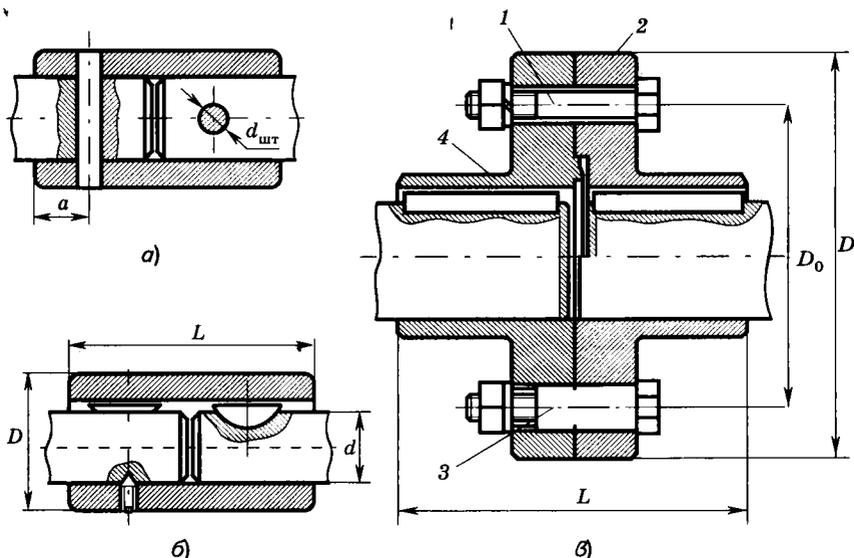


Рис. 5.107

допускают радиальное смещение осей валов δ_r не более 0,05 мм. Глухие муфты помимо крутящего передают изгибающие моменты, а также поперечные и осевые усилия. Для разгрузки муфт от действия изгибающего момента их располагают вблизи опор. С помощью втулочных и фланцевых муфт соединяют тихоходные валы.

Втулочная муфта. Она представляет собой втулку, соединяющую ведущий и ведомый валы. Передача момента осуществляется с помощью цилиндрических (см. рис. 5.107, а) или конических штифтов, шпонок (см. рис. 5.107, б) или шлицев. При шпоночном или шлицевом соединении осевая фиксация втулочной муфты осуществляется стопорными винтами.

Достоинства: простота конструкции, малые габаритные размеры и масса.

Недостатки: сложность монтажа, поскольку при сборке необходимо валы смещать в осевом направлении и обеспечивать посадку с натягом втулки на вал.

Размеры муфты выбирают в зависимости от диаметра вала d : $D \cong 1,5d$; $L = 3d$; $a = 0,75d$; $d_{\text{шт}} = 0,3d$, а затем уточняют расчетом. Расчет муфты осуществляют по методикам расчета на прочность соответствующих соединений вала со ступицей. Применяют втулочные муфты для соединения валов диаметром до 70 мм.

Фланцевая муфта. На рис. 5.107, в приведена фланцевая поперечно-свертная муфта. Она состоит из двух полумуфт 2 и 4, плоскость стыка которых перпендикулярна к оси вала. Такого типа муфты являются основными для жесткого соединения валов. Полумуфты соединяются болтами. При установке призонных болтов 3 (поставленных в отверстие без зазора) момент T_p передается болтами, которые рассчитывают на срез:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{8T_p}{\pi d^2 D_0 z} \leq [\tau_{\text{ср}}],$$

где d — диаметр стержня болта; z — число болтов; $[\tau_{\text{ср}}]$ — допускаемые напряжения среза.

При установке болтов 1 в отверстия фланцев с зазором центрирование полумуфт осуществляется по специальным поясам. Момент между валами передается силами трения, для чего требуется предварительная затяжка. Усилие затяжки болтов определяется из условия передачи крутящего момента силами трения на поверхности контакта фланцев:

$$F_{\text{зат}} = \frac{2\beta T_p}{d_{\text{ср}} z f},$$

(рис. 5.108, б) и кулачково-дисковую (рис. 5.108, в) муфты. Соединение валов с большой угловой несоосностью ($30\text{—}45^\circ$) осуществляют шарнирными муфтами (рис. 5.108, г).

Поводковая муфта (см. рис. 5.108, а). Ее применяют в кинематических механизмах приборного типа при незначительной несоосности валов. Передача момента осуществляется пальцем 1, закрепленным на одной полумуфте и входящим в радиальный паз другой полумуфты. Для облегчения монтажа соединения палец закрепляется на плоской пружине 2, соединенной с одной из полумуфт. Диаметр пальца в зависимости от величины T_p принимают равным $3\text{—}8$ мм. Поводковая муфта позволяет компенсировать радиальную погрешность установки валов до $0,5$ мм. Осевой зазор между полумуфтами $0,5\text{—}2$ мм.

Зубчатая муфта. В передачах большой и средней мощности широко используют компактную зубчатую муфту (см. рис. 5.108, б) с большим числом одновременно работающих зубьев, стабильными техническими характеристиками, обладающие высокими прочностью и жесткостью. Муфта состоит из двух обоев 1 (см. рис. 5.108, б) с внутренними зубьями, находящимися в зацеплении с двумя зубчатыми втулками 2 с наружными зубьями. Поверхности наружных зубьев на окружности выступов сферические. Компенсация смещений валов достигается перекосом втулок относительно обоемы за счет боковых зазоров и сферической поверхности наружных зубьев. Зубья делают эвольвентного профиля с углом зацепления $\alpha = 20, 30^\circ$ и высотой головки зуба $h_a = 0,8m$ ($\alpha = 20^\circ$) и $h_a = 0,5m$ ($\alpha = 30^\circ$). Твердость рабочих поверхностей не менее 40 HRC. Центрирование полумуфт осуществляют по наружному диаметру сферических зубьев или по специальным центрирующим поверхностям, обеспечивающим перекося полумуфт. При расчете зубьев муфт учитывают условия работы. Например, при изменении угла перекося от 0 до $1^\circ 30'$ напряжения смятия увеличиваются в 3 раза. В связи с этим максимальные радиальные и угловые смещения валов должны быть такими, при которых углы между втулкой и обоемой в каждом зацеплении не превышают $1^\circ 30'$. Долговечность зубчатых муфт ограничивается износом зубьев. Износостойкость повышают применением жидких смазочных материалов с принудительной подачей его в зону контакта зубьев.

Стандартные зубчатые муфты применяют для валов диаметром $40\text{—}200$ мм и передачи вращающих моментов в диапазоне $1000\text{—}63\,000$ Н·м при окружной скорости на зубьях $v < 25$ м/с.

Кулачково-дисковая муфта (см. рис. 5.108, в). Она предназначена для соединения валов со значительным радиальным смещением (не более $0,04d$, где d — диаметр вала), допускает

также незначительные угловые (до $30'$) и осевые смещения. Муфта состоит из двух полумуфт и промежуточного диска с кулачками, расположенными крестообразно и входящими в соответствующие пазы на полумуфтах. Стандартные муфты применяют для валов с диаметром 16—150 мм и передачи вращающих моментов 16—16 000 Н·м. Критерием работоспособности этой муфты является износостойкость рабочих граней.

Шарнирная муфта (см. рис. 5.108, *з*). Такая муфта состоит из двух вильчатых втулок 1 и крестовины 2, шарнирно соединенной с концами вилок. Технологически они более сложны и применяются только при больших (до 45°) угловых смещениях валов. Недостатком их является неравномерное вращение ведомого вала при равномерном вращении ведущего. Синхронность вращения можно обеспечить установкой двойной шарнирных муфт с промежуточным валом. В зависимости от размеров муфты величина передаваемого момента находится в диапазоне 10— $3 \cdot 10^6$ Нм. Критерием работоспособности шарнирных муфт является величина давления в шарнирах. Наибольшие допускаемые давления для сталей с высокой поверхностной твердостью составляют 35—40 МПа.

УПРУГИЕ МУФТЫ. В конструкцию таких муфт включены упругие элементы, предназначенные для защиты от крутильных колебаний и динамических нагрузок, для обеспечения угловых, осевых или радиальных смещений соединяемых валов и для предупреждения поломок. Основная характеристика упругой муфты — ее жесткость — зависимость угла поворота от величины крутящего момента. Различают муфты с постоянной и переменной жесткостью. Последние применяют в механизмах с опасными крутильными колебаниями. В качестве упругого элемента здесь используют неметаллические вкладыши (резину) и металлические пружины, пластины или пакеты пластин. Упругие элементы из резины или полиуретана (эластомеры) могут поглощать в 10 раз большее количество энергии на единицу массы, чем пружинная сталь, и обладать значительной демпфирующей способностью. Муфты с упругими элементами из эластомеров более технологичны, однако имеют меньшие ресурсы, чем муфты со стальными упругими элементами. Поэтому их применяют в основном для передачи средних и малых моментов.

По конструктивному исполнению упругие муфты весьма многообразны. Рассмотрим некоторые из них.

Муфта с упругим элементом в виде тороидальной оболочки (рис. 5.109, *а*) может компенсировать значительные погрешности монтажа валов. В зависимости от размера муфт пре-

дельно допустимые смещения валов составляют: радиальные 1—5 мм, осевые 2—6 мм, угловые 1,5—2°. Муфта состоит из двух полумуфт с упругим элементом в виде выпуклой оболочки, работающей на кручение, и фланцев, зажимающих оболочку. Для повышения нагрузочной способности оболочки обычно армируют кордом. Недостатком муфты являются центробежные силы, которые при высоких частотах вращения создают дополнительные нагрузки на опоры вала. Существуют муфты с торовой оболочкой вогнутого профиля, которые имеют меньшие габаритные размеры. На оболочку такой муфты действуют меньшие центробежные силы и, следовательно, меньшие дополнительные нагрузки приходят на опоры валов.

Используется для валов диаметром 14—200 мм и передачи вращающих моментов 20—25 000 Нм.

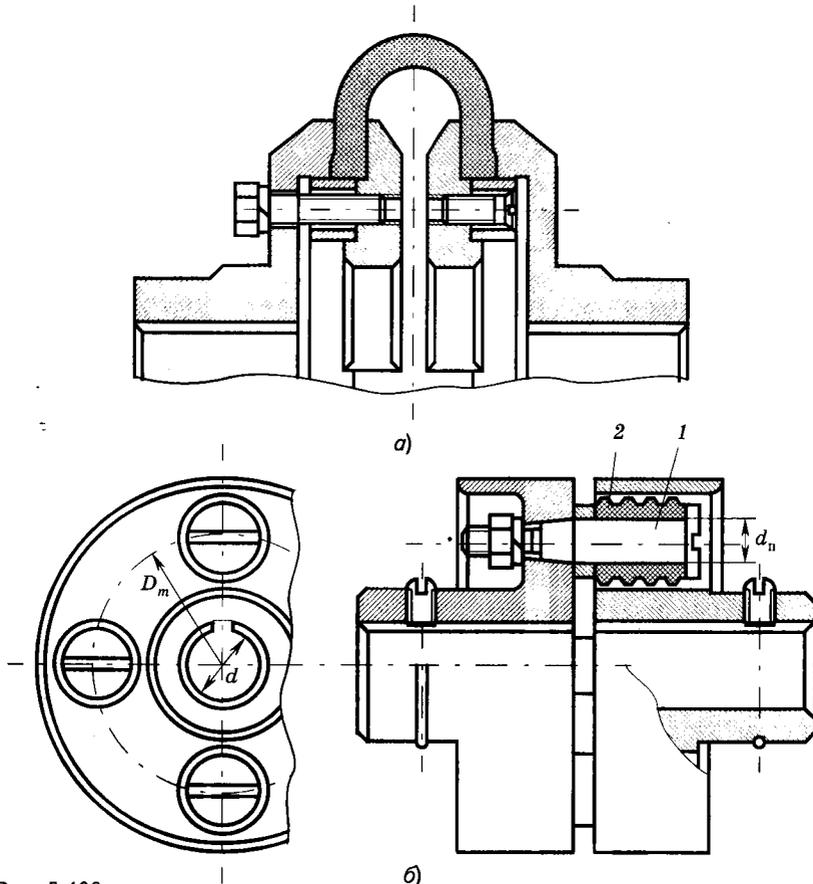


Рис. 5.109

Втулочно-пальцевая муфта (рис. 5.109, б). Передача вращающего момента осуществляется пальцами 1, закрепленными на фланце полумуфты ведущего вала. На пальцах напрессованы резиновые втулки 2, входящие в отверстие на фланце полумуфты ведомого вала. В зависимости от размеров муфты и передаваемого момента число пальцев может быть 4—10. Такие муфты просты в изготовлении и монтаже, в них удобно производить замену резиновых блоков. Стандартные муфты применяют для диаметров валов 10—160 мм и передачи моментов 63—16 000 Нм. Они позволяют компенсировать осевые смещения 1—5 мм и радиальные до 0,1 мм на 100 мм диаметра муфты. Работают резиновые втулки на сжатие. Рассчитывают муфты по допускаемым давлениям между пальцами и резиновыми втулками, в предположении равномерного распределения момента между пальцами:

$$p = \frac{2T_p 10^3}{z d_n D_m l} \leq [p],$$

где T_p — вращающий момент, Н·м; z — число пальцев; d_n — диаметр пальцев под упругим элементом; l — длина втулки; D_m — диаметр окружности расположения центров пальцев. Допускаемое давление для резиновых втулок $[p] = 3$ МПа. Пальцы муфт рассчитывают на изгиб с допускаемыми напряжениями $[\sigma] = (0,4 \dots 0,5) \sigma_T$.

5.11.3. Управляемые муфты

Управляемые муфты разделяют на **кулачковые** и **зубчатые** для соединения и разъединения валов при почти равных угловых скоростях; **фрикционные** — для плавного соединения ведущего и ведомого валов при любой разности их угловых скоростей.

По принципу работы управляемые муфты являются сцепными. Они служат для принудительного соединения и разъединения валов механизма на ходу или во время останова. По конструкции сцепные муфты делят на кулачковые или зубчатые, основанные на зацеплении, и фрикционные, основанные на трении. Простейшие сцепные муфты являются модификацией зубчатых и кулачковых муфт (рис. 5.110, а), в которых одна из полумуфт 1 (обычно ведомая) может передвигаться вдоль вала. На торцах полумуфт имеются треугольные, прямоугольные или трапециевидальные выступы-кулачки 2. В рабочем положении выступы одной муфты входят во впадины другой. Включают эти муфты в неподвижном состоянии или на ходу при $v < 1$ м/с. Для облегчения включения кулачки имеют дополнительные скосы, а часть кулачков — пониженную высоту. Кулачковые

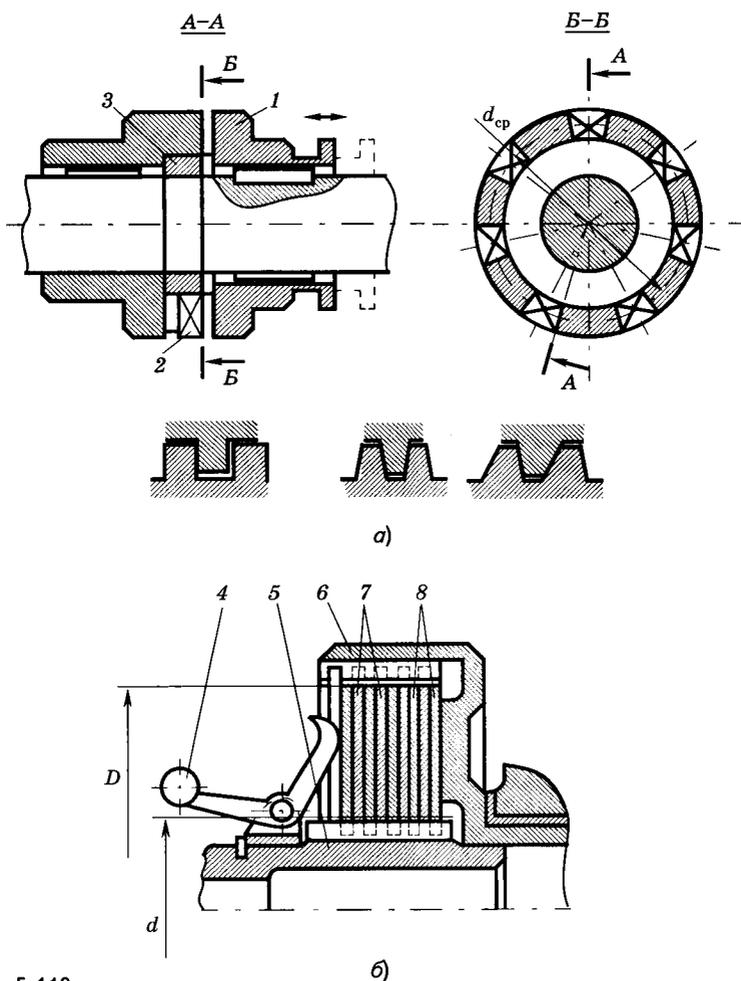


Рис. 5.110

муфты требуют точного центрирования валов, которое достигается центрирующим кольцом 3. Форма и число кулачков зависят от условий работы муфт. Кулачки прямоугольного профиля применяют в тяжелых нереверсивных механизмах и при ручном включении муфты; кулачки трапециевидного профиля — при больших моментах и скоростях включения. Число кулачков 3—15 определяется передаваемым моментом и временем включения муфты. Большое число кулачков принимают при малом потребном времени включения. Несимметричный профиль кулачков облегчает включение муфты в нереверсивном механизме. Кулачки рассчитывают по напряжениям смятия на

контактных поверхностях и изгибающим напряжениям у основания кулачков. Предполагая равномерное распределение нагрузки по кулачкам, получим

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T_p}{d_{\text{ср}}zA}; \quad \sigma_{\text{и}} = \frac{2T_p h}{W_{\text{и}}d_{\text{ср}}z},$$

где $d_{\text{ср}}$ — средний диаметр муфты (по кулачкам); A — площадь проекции опорной поверхности кулачка на диаметральную плоскость; h — высота кулачка; z — число кулачков; $W_{\text{и}}$ — момент сопротивления основания кулачка изгибу.

Для стальных цементированных кулачков $[\sigma_{\text{см}}] = 90 \dots 120$ МПа — для муфт, не включаемых на ходу, и $[\sigma_{\text{см}}] = 35 \dots 70$ МПа — для муфт, включаемых на ходу.

Плавное сцепление и расцепление валов осуществляют фрикционными муфтами. По форме рабочих поверхностей различают дисковые и конусные фрикционные муфты. Дисковые муфты могут быть одно- и многодисковыми. В однодисковой муфте имеется две поверхности трения, когда диск сжимается между фланцами ведущей и ведомой полумуфты. Примером однодисковой фрикционной муфты является механизм сцепления автомобиля. Чаще используют многодисковые муфты с несколькими поверхностями трения, которые имеют меньшие габаритные размеры и большую несущую способность, более плавное включение. Выбирают число дисков 8—12. При большем числе дисков муфта плохо расцепляется. Конструктивная схема многодисковой муфты приведена на рис. 5.110, б. Муфта состоит из двух неподвижных полумуфт 5, 6, нескольких наружных 7 и внутренних 8 дисков. Наружные диски 7 соединяются с полумуфтой 6, а внутренние 8 — с полумуфтой 5. При включении муфты диски поджимаются, между ними возникает сила трения и происходит сцепление полумуфт. Поджатие дисков силой F осуществляется рычагом 4.

Расчет муфт проводят по величине момента трения $T_{\text{тр}}$ и величине допускаемого давления $[p]$. Момент трения должен превышать расчетный момент в β раз ($\beta = 1,25 \dots 1,3$ — коэффициент запаса сцепления): $T_{\text{тр}} = \beta T_p$.

Для многодисковых муфт

$$T_{\text{тр}} = \pi(R^2 - r^2)R_{\text{ср}}z[p]f \cdot 10^3,$$

где z — число поверхностей трения; f — коэффициент трения.

Сила, необходимая для сжатия дисков, определяется по формуле

$$F = \frac{10^3 \beta T_p}{R_{\text{ср}} z f}.$$

Величины f и $[p]$ зависят от материала дисков (табл. 5.30). Верхние значения $[p]$ относят к малому числу поверхностей трения. Значения $[p]$ должны быть уменьшены при $v = 5$ м/с на 15%, при $v = 10$ м/с — на 30%, при $v = 15$ м/с — на 35%. В сухих муфтах в основном применяют закаленную сталь по металлу, керамике или по фрикционным материалам на основе асбеста. Для увеличения трения наружные диски имеют фрикционные накладки. В зависимости от материала фрикционные муфты работают со смазочным материалом или без него. Присутствие смазочного материала уменьшает износ и улучшает расцепляемость.

Таблица 5.30

Материал дисков	f	$[p]$, МПа
Со смазкой		
сталь — сталь	0,5—0,08	0,6—0,8
сталь — чугун	0,08—0,1	0,6—0,8
сталь — текстолит	0,1	0,5—0,6
сталь — металлокерамика	0,1—0,12	0,8
Без смазки		
сталь — металлокерамика	0,4	0,3
сталь — чугун	0,15—0,18	0,2—0,3

5.11.4. Самоуправляемые муфты

Самоуправляемые муфты служат для автоматического разъединения валов при определенной величине передаваемого момента (**предохранительные**), при достижении заданной частоты вращения (**центробежные**), при изменении направления вращения (**обгонные** или **муфты свободного хода**).

ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ. К предохранительным муфтам относят все фрикционные муфты, отрегулированные на определенную величину крутящего момента, при превышении которого происходит проскальзывание фрикционных элементов. При моментах 4—400 Н·м применяют *пружинно-шариковые предохранительные муфты* (рис. 5.111, а). В полумуфте 1 имеются кулачки с большим углом наклона к оси ($\alpha = 30...45^\circ$), а в полумуфте 2 — шарики, которые пружинами прижимаются к впадинам полумуфты 1. При перегрузках осевые усилия превышают силу сжатия пружины и полумуфты «прощелкивают».

После снижения момента до расчетного значения полумуфты автоматически сцепляются. Сила сжатия пружины определяется зависимостью $F = (2T_p/D_{cp}) \operatorname{tg} \alpha$, где D_{cp} — диаметр окружности, на которой расположены шарики.

Если возможны только случайные (эпизодические) перегрузки, применяют более простые предохранительные муфты со специальным разрушающимся элементом 3, в качестве которого используют радиальные или осевые штифты (рис. 5.111, б).

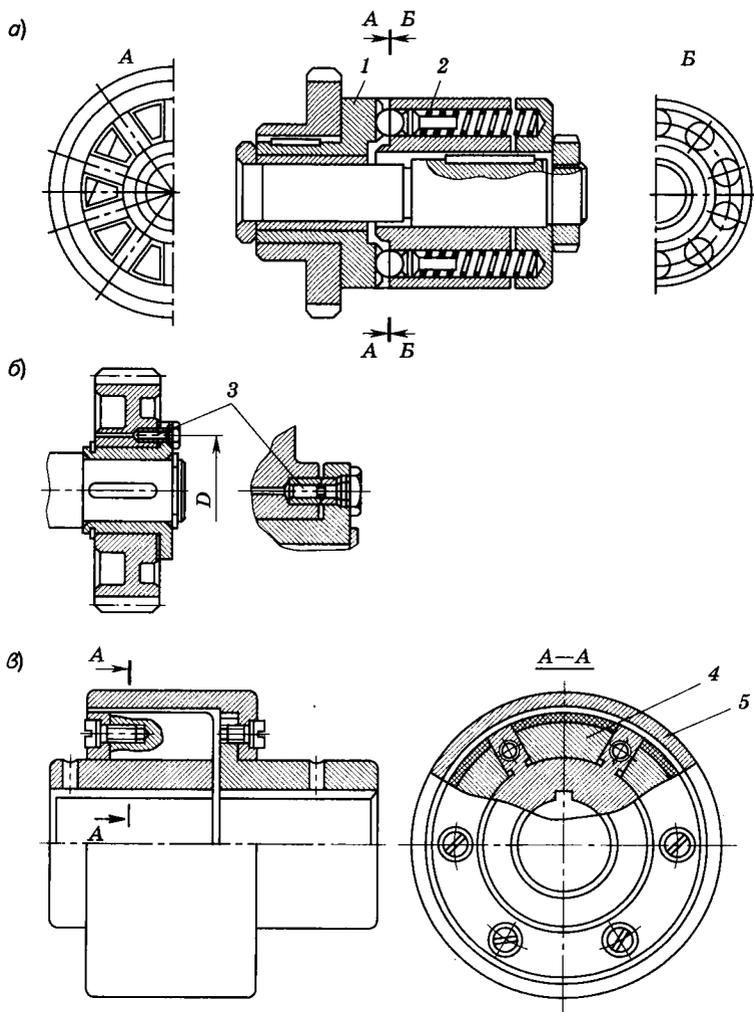


Рис. 5.111

Момент $H \cdot м$, при котором происходит разрушение штифтов, определяют по формуле

$$T = \frac{\pi d_{шт}^2 \tau_{всп} D z}{8 \cdot 10^3},$$

где $d_{шт}$ — диаметр штифта в плоскости среза, мм; $\tau_{всп} = k \sigma_{в}$ — предел прочности на срез, МПа; $k = 0,7 \dots 0,8$ для гладких штифтов и $k = 0,9$ для штифтов с шейкой; z — число штифтов.

Для предохранения полумуфт от повреждения штифты устанавливают в закаленные стальные втулки, а в месте среза они имеют шейку.

Недостаток: необходимость замены разрушающегося элемента после каждого срабатывания муфты.

ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНАЯ ЦЕНТРОБЕЖНАЯ МУФТА. Такая муфта разъединяет валы при достижении определенной частоты вращения. В этом случае она выполняется нормально замкнутой, т. е. соединяющей валы при отсутствии вращения. Для соединения валов при достижении заданной частоты вращения применяют нормально разомкнутые центробежные муфты.

Нормально разомкнутые муфты используют для запуска механизмов с большими моментами инерции от асинхронных электродвигателей, имеющих малые пусковые моменты; нормально замкнутые муфты — для ограничения скорости механизма.

Центробежная фрикционная муфта. Данная муфта автоматически сцепляется или расцепляется с помощью грузов, на которые действует центробежная сила. Включение фрикционной муфты (рис. 5.111, в) производится центробежной силой грузов. С целью снижения массы грузы применяют в виде отдельных элементов 4 (колодок) с накладками из фрикционного материала, которые перемещаются под действием центробежных сил в направляющих. Для срабатывания муфты при определенной угловой скорости в конструкции предусмотрены пружины или упругие шарниры, силы, действия которых преодолеваются центробежными силами. При достижении определенной частоты вращения колодки прижимаются к ободу ведомой полумуфты 5 и муфта включается. Расчет муфты ведется из условия передачи расчетного вращающего момента T_p при заданной частоте вращения. Необходимая сила прижатия колодок к ободу

$$F = \frac{10^3 T_p}{z R f},$$

где T_p — передаваемый вращающий момент, Н·м; R — радиус обода; f — коэффициент трения между колодкой и ободом.

Массу колодки m и силу $F_{\text{пр}}$, действующую на колодку от пружины, определяют из следующих уравнений равновесия колодки:

▶ при заданной номинальной частоте вращения n , когда должно произойти включение муфты, $F - F_{\text{ц}} + F_{\text{пр}} = 0$,

где $F_{\text{ц}} = mv^2/r$ — центробежная сила, действующая на колодку; v — окружная скорость центра тяжести колодки; r — расстояние от оси вращения до центра тяжести колодки;

▶ при частоте вращения n_0 , до достижения которой передаваемый муфтой вращающий момент равен нулю, сила $F = 0$:

$$F_{\text{ц}0} + F_{\text{пр}} = 0,$$

где $F_{\text{ц}0} = mv_0^2/r$ — центробежная сила при n_0 .

ОБГОННЫЕ МУФТЫ или **МУФТЫ СВОБОДНОГО ХОДА**. Их делят на храповые, работающие по принципу зацепления, и роликовые фрикционные, действующие вследствие заклинивания промежуточных тел (роликов, шариков) между полумуфтами.

В *храповой муфте* (рис. 5.112, а) полумуфта 1 имеет венец с несимметричными внутренними зубьями, а на полумуфте 2 шарнирно закреплены храповики 3, которые пружинами прижимаются к зубчатому венцу. Храповики обеспечивают передачу крутящего момента в одном направлении, если угловая скорость ведущей полумуфты 1 превышает угловую скорость ведомой полумуфты 2. Иначе храповики отжимаются скошенной поверхностью зубьев, и момент не передается. Применяются зубчато-храповые муфты для тихоходных валов.

Широко используют *роликовые фрикционные муфты* для передачи моментов от минимальных до 10^5 Н·м (рис. 5.112, б). Эти муфты имеют относительно малые габаритные размеры, технологичны, просты в эксплуатации, не имеют мертвого хода и практически работают без шума. Они широко применяются в велосипедах, мотоциклах, автомобилях, вертолетах, приборах и т. д. Односторонняя передача крутящего момента осуществляется при заклинивании роликов 4 между обоймой 8 и звездочкой 7. Ролики разделяют сепаратором 5. Контакт роликов с обоймой и звездочкой обеспечивается кольцевой пружиной 6. В такой муфте крутящий момент при ведущей обойме передается при вращении против часовой стрелки и при ведущей звездочке — при вращении по часовой стрелке. При обратном вращении ролики западают в расширенную часть пазов звездочки и свободно проворачиваются. Характеристикой, определяющей работоспособность и надежность муфты, является угол заклинивания роликов α — угол между касательными, проведенными через точки касания ролика с обоймой и звездочкой. При

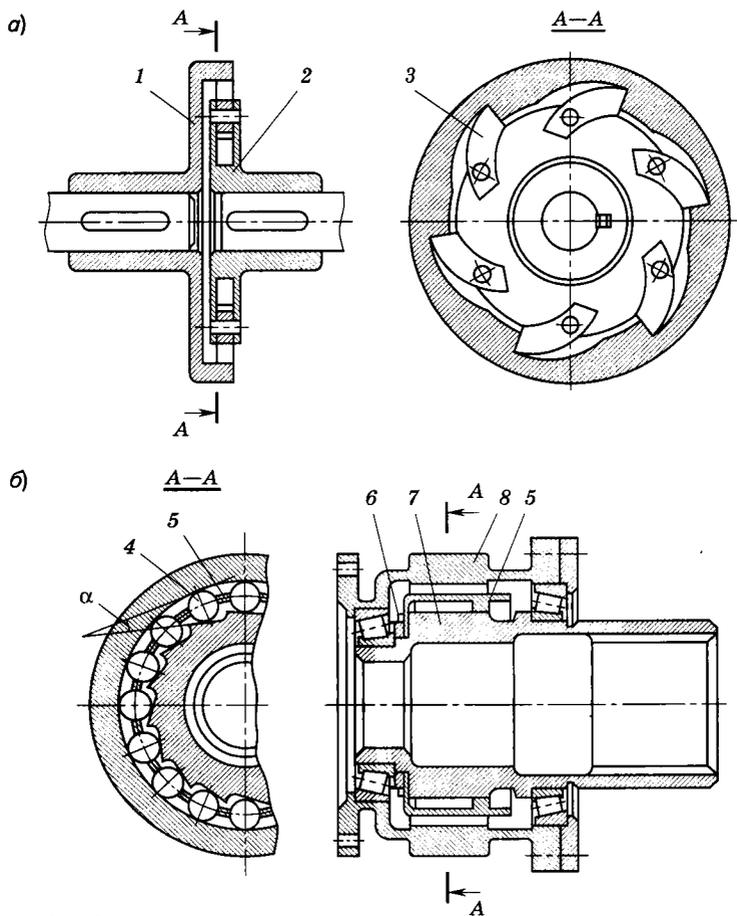


Рис. 5.112

малых углах ролики могут остаться заклиненными после снятия нагрузки, при больших углах возможно проскальзывание муфты под нагрузкой. В вертикальных муфтах $3^\circ \leq \alpha \leq 5^\circ 30'$ число роликов в сепараторе $z_p = 8 \dots 20$, диаметр роликов $d_p = (1/7 \dots 1/10)D$ (D — внутренний диаметр обоймы), длина ролика $l = (1,5 \dots 4)d_p$. Обоймы и звездочки изготавливают из цементируемой стали 12Х2Н4А (твердость не менее 60 HRC), ролики из стали ШХ15 (61...65 HRC).

Основы конструирования деталей и узлов механизмов

6.1. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ И ПРАВИЛА КОНСТРУИРОВАНИЯ

6.1.1. Общие сведения

Конструкция изделия должна максимально удовлетворять потребности пользователя, т. е. при низкой цене должна иметь высокое качество. Технические характеристики должны быть на уровне мировых достижений и иметь резерв развития. Основными требованиями к конструкции механизмов узлов и деталей являются:

- ▶ выбор наиболее рациональной схемы конструкции и ее элементов, например использование роliko-винтовой передачи (РВП); создание изделий нового поколения;
- ▶ обеспечение показателей, записанных в техническом задании (ТЗ), определяющих назначение, технические и экономические характеристики объекта: производительность, мощность, скорость движения, стоимость и др.;
- ▶ повышение надежности и ресурса, обусловленных свойством изделия выполнять в течение заданного времени свои функции, сохраняя эксплуатационные показатели. У детали надежность обеспечивается прочностью, жесткостью и стойкостью к воздействиям вибрации, износу, температуре, давлению, влажности и др. В зависимости от назначения и условий эксплуатации требования могут быть различными. Например, при воздействии на резьбовые детали вибрации они должны стопориться;
- ▶ уменьшение материалоемкости, что выполняется при создании компактных конструкций и изготовлении деталей из материала с высокой удельной прочностью, включая металлы, неметаллы и композиты; выбор размеров и формы детали, обеспечивающей выравнивание напряжений. Возможно также упрочнение материала различными методами (термическими, химико-термическими, физическим воздействием высоких энергий и др.);
- ▶ малое энергопотребление при эксплуатации, что реализуется при минимальных потерях на трение и высоком КПД. На-

пример, использование в передачах подшипников качения вместо подшипников скольжения;

▶ обоснованное назначение точности и шероховатости деталей и обеспечение их взаимозаменяемости; использование стандартизации и унификации деталей и их элементов;

▶ исключение попадания грязи, пыли и влаги на подвижные детали изделий, используя герметичные корпуса, кожухи и другие элементы конструкций, а на ряд поверхностей нанесения антикоррозионных или антифрикционных покрытий. В результате устраняется коррозия, а в узлах трения уменьшается износ;

▶ включение элементов (лючков, регулировочных устройств и т. п.) для обеспечения технического обслуживания, ремонта и контроля;

▶ создание безопасности и комфорта оператору или исключение его присутствия (автоматизированный процесс), устранение вредного воздействия на человека и окружающую среду;

▶ учет производственно-технологических требований.

Конструктивные решения будут более совершенными и исключат ошибки при использовании принципов, сформировавшихся на основании многолетнего опыта создания изделий [9, 14]. Рассмотрим основные из них.

6.1.2. Стандартизация и унификация

Использование стандартизации и унификации деталей и узлов улучшает качество изделий, делает конструкцию более технологичной и экономичной ее производство.

Стандартизация — *регламентирование типоразмеров и конструкций, широко применяемых машиностроительных деталей, узлов, агрегатов*. Стандартизация ускоряет проектирование, облегчает изготовление, эксплуатацию, ремонт машин и механизмов, способствует увеличению надежности машин.

В зависимости от сферы действия предусматриваются следующие категории стандартов: государственные (ГОСТ), отраслевые (ОСТ), стандарты предприятий (объединений) (СТП).

Государственные стандарты включают требования преимущественно к продукции массового и крупносерийного производства широкого и межотраслевого применения, например ряды нормальных линейных размеров, нормы точности зубчатых передач, допуски и посадки, размеры и допуски резьбы и др.

Отраслевые стандарты устанавливают требования к продукции, технической оснастке, инструменту, специфическим для отрасли. Их разрабатывают также для ограничения количества вариантов, например, типоразмеров крепежных деталей, полей допусков и посадок.

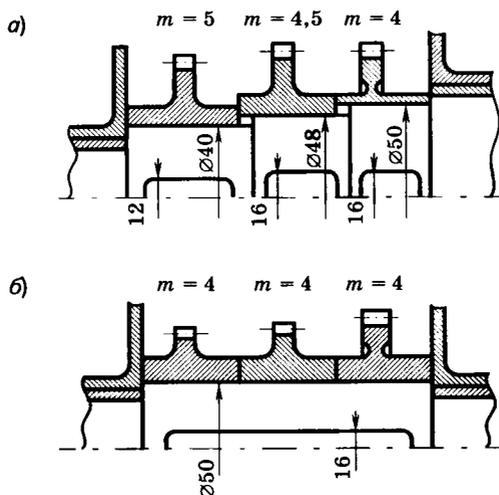


Рис. 6.1

Стандарт предприятия распространяется на нормы, правила, методы, составные части изделий, имеющие применение только на данном предприятии.

Унификация — приведение объектов одинакового функционального назначения к единообразию по установленному признаку и рациональное сокращение числа этих объектов на основе данных об их эффективности применяемости. Унификация состоит в многократном применении в конструкции одних и тех же элементов и деталей. Это наиболее распространенная и эффективная форма улучшения технологичности изделий.

Стандартизация изделий, их составных частей и деталей обязательно предполагает их унификацию. В результате этих мероприятий сокращается номенклатура стандартного рабочего и мерительного инструмента, что особенно важно при использовании сложных инструментов (фрез, метчиков, плашек и др.), стоимость которых значительно увеличивается при индивидуальном производстве нестандартных образцов. Пример конструкции до унификации приведен на рис. 6.1, а, после унификации (m — модуль) — на рис. 6.1, б.

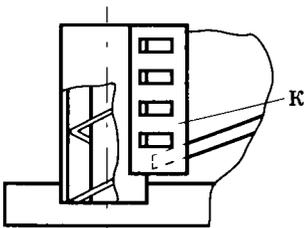
6.1.3. Прочность и жесткость

Прочная и жесткая деталь при эксплуатации не должна разрушаться и подвергаться недопустимым упругим и пластическим деформациям. Например, нельзя допускать за счет прогибов большие перекосы валов с зубчатыми колесами, образование от

действия нагрузок ямок на дорожках подшипников качения. Повышение прочности и жесткости детали наиболее просто можно добиться увеличением размеров в опасных сечениях или заменой материала на более качественный. Обычно такое решение приводит к увеличению массы, габаритных размеров и стоимости. Поэтому конструктору нужно использовать способы обеспечения прочности при минимальных затратах массы, которые позволяют получить деталь с минимальной материалоемкостью.

ПРОЧНОСТЬ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ. Конструирование прочных узлов и деталей минимальной массы сводится к выбору рациональной схемы конструкции, формы, размеров и материала деталей. Возможно и упрочнение материала. Минимальная масса конструкции обеспечивается способами: создания изделия с рациональной конструктивно-силовой схемой; конструированием деталей минимальной массы; уменьшением нагрузки, концентрации напряжений; применением композиционных материалов; упрочнением материала деталей в наиболее напряженных местах; удалением материала с участков, где напряжения малы.

► **Создание изделия с рациональной конструктивно-силовой схемой.** Например, грунтозаборное устройство корабля, совершающего посадку на Венеру, в исходном варианте имело трубчатый корпус шнека, который крепился кронштейнами к двум различным элементам конструкции: кронштейны 2, 3 — к ферме Ф, а кронштейн 1 — к приборному отсеку П (рис. 6.2, а). В момент посадки при перегрузке 400g шнек заклинивало. Внешние изменения позволили получить более рациональную конструктивно-силовую схему (рис. 6.2, б) — корпус шнека стал крепиться на едином кронштейне К, что обеспечило его надежную работу. Для получения конструкций минимальной массы необходимо предусмотреть передачу силы по кратчайшему



б)

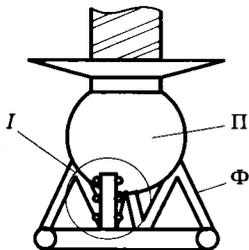
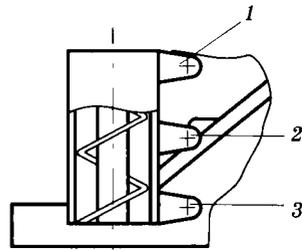


Рис. 6.2



а)

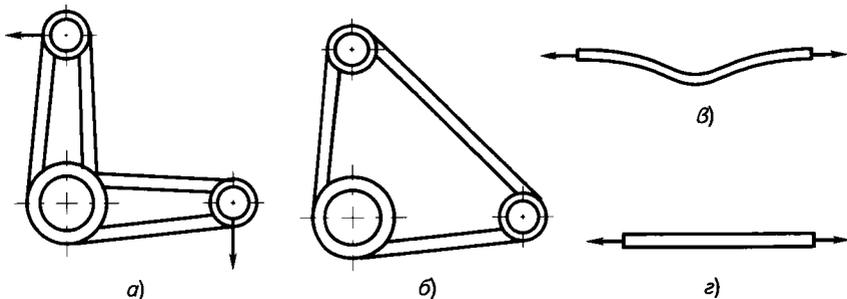


Рис. 6.3

пути (рис. 6.3). Это осуществляется в том случае, когда конструкция подвергается растяжению, сжатию, сдвигу, но не изгибу. На рис. 6.3, а изображена неудачная конструкция качалки, плечи которой работают на изгиб. В измененной конструкции (рис. 6.3, б) этот недостаток устранен. На рис. 6.3, в показана неудачная конструкция, а на рис. 6.3, г — рациональная.

► **Конструирование балки минимальной массы.** Выбор формы такой детали определяется двумя условиями:

1) *выбором рациональной формы сечения.* Для балки, нагруженной изгибающим моментом, рациональное сечение — двутавр или полый прямоугольник. Это связано с тем, что нормальные напряжения в сечении распределяются неравномерно (рис. 6.4, а). Они имеют максимальную величину в крайних точках сечения и снижаются до нуля у нейтральной оси. Для выравнивания напряжений материал удаляют из наименее нагруженных мест и сосредотачивают его в более нагруженных участках сечения. Используется принцип: *форма и размеры детали должны соответствовать нагрузке.*

При переходе от прямоугольного сечения к двутавровому (рис. 6.4, б) или к полному прямоугольнику (рис. 6.4, в) для обеспечения равнопрочности нужно несколько увеличить высоту (с H на H_1), в результате погонная масса уменьшится. Так,

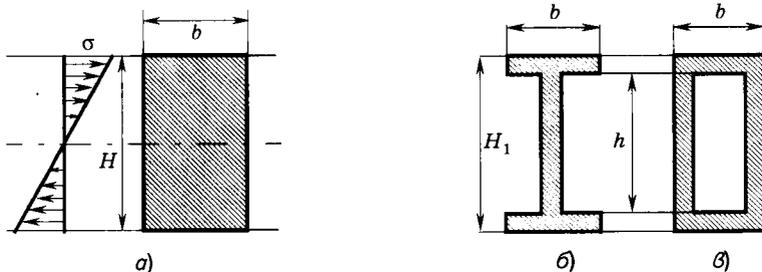


Рис. 6.4

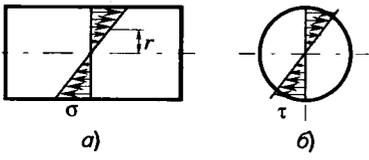


Рис. 6.5

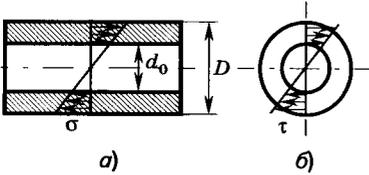


Рис. 6.6

при $\eta = h/H_1 = 0,5$ отношение $H_1/H = 1,07$; коэффициент массового совершенства $K = G_1/G = 0,53$, где G, G_1 — погонная масса балки прямоугольного сечения и двутавра или полого прямоугольника. Аналогично у вала, нагруженного изгибающим $M_{изг}$ и крутящим T моментами рационально не сплошное круглое сечение, а кольцевое. При увеличении внутреннего диаметра кольцевого сечения возможен переход к равномерному распределению напряжения. У сплошного вала нормальные σ (рис. 6.5 а) и касательные τ (рис. 6.5, б) напряжения распределяются неравномерно. Они меняются пропорционально радиусу:

$$\sigma_{изг} = M_{изг}r/J_{изг}; \quad \tau = Tr/J_p,$$

где r — расстояние от нейтральной оси.

При наличии у вала отверстия напряжения распределяются более равномерно (рис. 6.6), т. е. $\sigma = const, \tau = const$ (переход к тонкостенным конструкциям) при $d_0 \rightarrow D$;

2) созданием равнопрочной по длине балки ($\sigma_{max} = const$ или $n = const$). Рассмотрим вал с круглым сечением, нагруженный посередине изгибающим моментом (рис. 6.7, а); K — коэф-

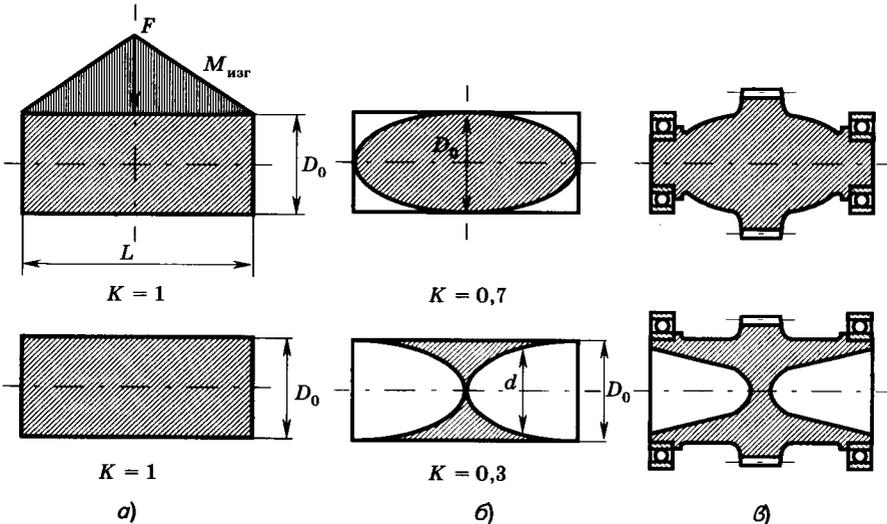


Рис. 6.7

фициент массового совершенства вала (отношение массы равнопрочного вала к массе вала с постоянным, сплошным сечением). Переходя от вала постоянного сечения к равнопрочному, полученному за счет изменения наружного диаметра (рис. 6.7, б), получаем уменьшение массы на 30%. При использовании равнопрочного вала, в котором выбрано рациональное (кольцевое) сечение и изменяется размер отверстия (рис. 6.7, в), масса уменьшается на 70%. На рис. 6.7, в показана реализация такого вала [14].

▶ **Уменьшение нагрузки.** Снижение нагрузок на детали можно реализовать, увеличивая число элементов, передающих силы и моменты. Например, замена однопоточной схемы редуктора на многопоточную обычно приводит к снижению нагрузок и массы.

▶ **Уменьшение концентрации напряжений.** Это важно для увеличения прочности и долговечности при циклическом нагружении. Снижение концентрации напряжений можно выполнить двумя способами: конструктивным и технологическим. При конструктивном способе не рекомендуется делать резких переходов формы (галтели с малым радиусом, пазы под шпонки) и скачков нагрузки (сосредоточенные силы, прессы посадки). При технологическом способе прочность детали увеличивается за счет создания в поверхностном слое остаточных напряжений сжатия и (или) повышения прочности поверхностного слоя. Это осуществляется дробеструйной обработкой, обкаткой роликами, химико-термическими способами (цементация, азотирование), методами физического воздействия высокой энергией (лазерная, ионно-плазменная обработка) и др.

▶ **Применение композиционных материалов (КМ).** Детали из КМ можно придать свойства, согласованные с действующими нагрузками (где больше нагрузка, там в материале матрицы больше высокопрочных волокон, направленных вдоль действующих сил).

▶ **Упрочнение материала детали в наиболее напряженных местах.** Упрочнение выполняется технологическими способами. Например, рабочую поверхность зуба колеса делают более твердой по сравнению с сердцевиной. В результате зуб выдерживает большие контактные напряжения, а пластичная сердцевина не дает ему разрушаться при ударах.

▶ **Удаление материала с участков, где напряжения малы.** На рис. 6.8 показано, как нужно в этом случае изменить форму детали для уменьшения ее массы (конструкции на рис. 6.8, а за-

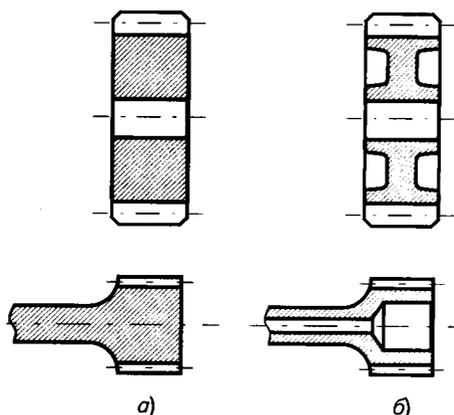


Рис. 6.8

менить на другие конструкции (рис. 6.8, б)). В улучшенных конструкциях у зубчатого колеса сделаны дополнительные проточки, а в шестерне, консольно расположенной на валу, расточено отверстие.

ЖЕСТКОСТЬ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ. Жесткость определяет способность детали сопротивляться деформации при нагружении. Наряду с деталями, где деформация ограничена и жесткость должна быть достаточно высокой (валы, балки), имеются элементы с регламентированной и(или) малой жесткостью (пружины, сильфоны, гибкие колеса волновых передач). Для обеспечения необходимой жесткости балок целесообразно использовать рациональные сечения, выбранные из условия прочности. Такие сечения также будут иметь минимальную массу. Нельзя допускать потерю устойчивости, как местной, так и общей. Общая устойчивость балки, нагруженной сжимающими силами, связана с жесткостью. Действующая сила должна быть меньше критической силы, которую определяют по формуле Эйлера

$$F_{кр} = \pi^2 EJ / (\mu l)^2.$$

При конструировании длинных стержней, которые могут потерять общую устойчивость, их рациональным сечением, обеспечивающим минимальную массу, будет кольцевое. Используются детали в виде трубы с законцовками.

Повышение жесткости возможно путем:

- ▶ использования материала с более высоким модулем упругости (например, вместо алюминиевых сплавов $E = 0,72 \cdot 10^5$ МПа бериллиевых $E = 1,35 \cdot 10^5$, которые имеют более высокую удельную жесткость E/ρ ;
- ▶ замены деформации изгиба на растяжение—сжатие;

- ▶ использования ребер жесткости или перегородок;
- ▶ увеличения площади контакта;
- ▶ увеличения жесткости наиболее податливого элемента сжатия (например, упругой прокладки) и др.

6.1.4. Точность взаимного положения деталей

Точность деталей и их взаимного положения определяется назначенными допусками и посадками (см. гл. 3). Рассмотрим лишь общие подходы к точности положения деталей. В конструкции должны быть предусмотрены элементы, обеспечивающие заданную точность относительного расположения ее частей — центрирующие, фиксирующие, компенсирующие и другие части. Они должны иметь простую конструкцию и свободный подход для режущего и мерительного инструмента.

БАЗИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ. *Базирование* — предание детали требуемого положения, относительно выбранной системы координат. *База* — поверхность, ось, точка, принадлежащие детали и используемые для базирования. *Погрешность базирования* — отклонение фактически полученного положения детали от требуемого. Чаще всего базирование деталей производят по плоским и цилиндрическим поверхностям или их комбинациям. При соединении двух деталей вследствие погрешностей формы сопрягаемых поверхностей и некоторых других факторов возможны перекосы деталей на валах, особенно при установке узких деталей. Детали с относительно большой длиной ($l/d \geq 0,8$) базируются по цилиндрической поверхности между торцом детали 2 и упорным буртиком вала 1 образуется клиновидный зазор k (рис. 6.9, а). При малом отношении длина детали к диаметру вала ($l/d \leq 0,8$) базирование осуществляется по торцевой поверхности упорного буртика и в соединении образуется радиальный зазор δ (рис. 6.9, б).

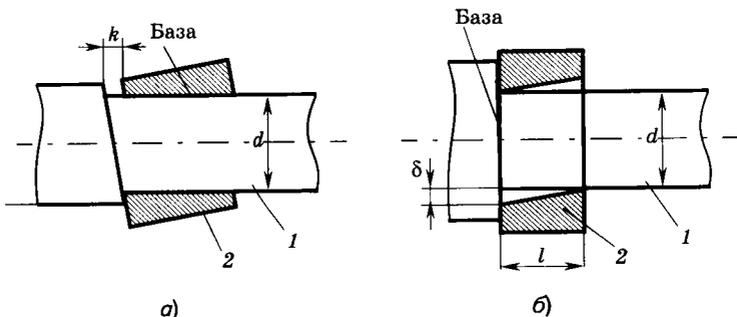


Рис. 6.9

ЦЕНТРИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ. Работоспособность проектируемого изделия во многом определяется необходимой соосностью деталей и узлов, входящих в изделие, т. е. требуемой точностью центрирования. Соосность характеризуется величиной смещения номинально совпадающих осей цилиндрических поверхностей. Выбор расположения этих поверхностей определяется допуском соосности. При обеспечении требуемой соосности следует принимать во внимание то, что резьбовые соединения не обеспечивают правильного центрирования. В качестве центрирующих поверхностей в таких случаях, как правило, используются цилиндрические или соосные с резьбой гладкие цилиндрические пояски.

На рис. 6.10, *а* приведены неудачные решения, где точное положение оси базируется лишь на резьбу, что не обеспечивает необходимой точности положения оси, а на рис. 6.10, *б* показаны правильные конструкции.

Необходимо также избегать фиксации детали по нескольким поверхностям, так как это усложняет изготовление и сборку. Например, фиксировать призматическую шпонку следует только по рабочим граням, оставляя по торцам *К*, а также между верхней плоскостью шпонки и пазом под шпонку в ступице зазор *З* (рис. 6.11, *а*). Неправильные конструкции изображены на рис. 6.11, *б*, где отсутствует зазор *Т* у торцевой поверхности *К* и фиксация шпонки выполняется по всем граням, что устранено

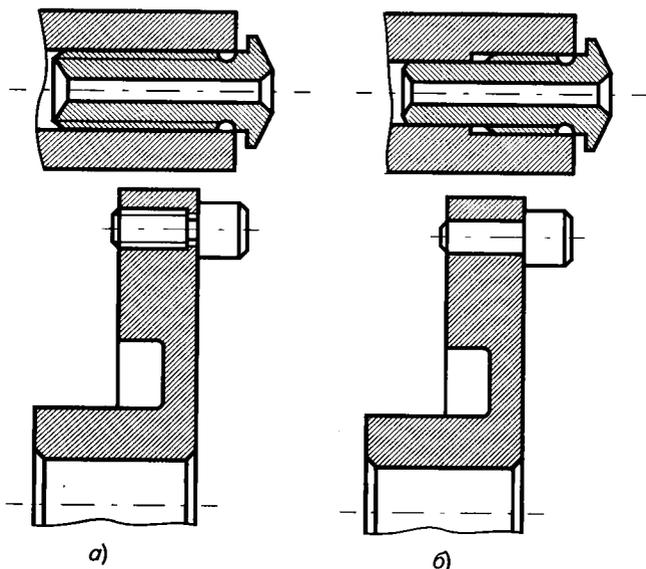


Рис. 6.10

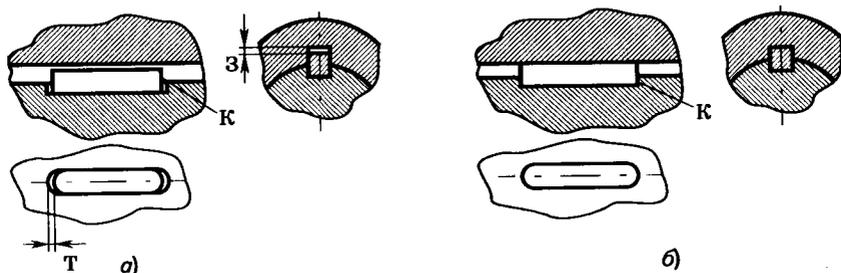


Рис. 6.11

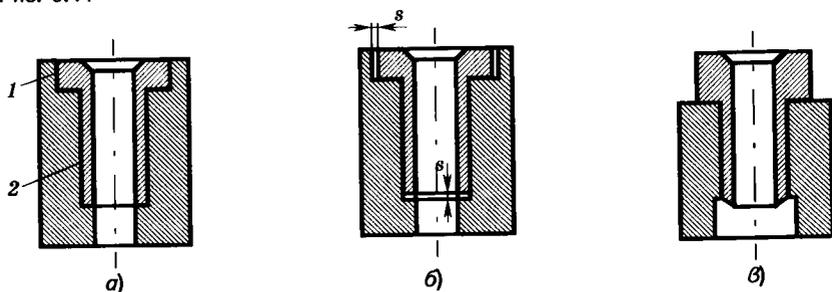


Рис. 6.12

на конструкции на рис. 6.11, а. Аналогично у втулки и пальца у одной из двух цилиндрических поверхностей нужно делать также зазор (рис. 6.12, 6.13). Центрирование по двум поверхностям обычно усложняет изготовление, увеличивает стоимость и не улучшает конструкцию. На рис. 6.12, а центрирование втулки, а на рис. 6.13, а пальца выполняется по двум цилиндрическим поверхностям 1 и 2, что не оправдано. Правильная конструкция приведена на рис. 6.12, б, в и 6.13, б, в, где имеется зазор s .

ФИКСАЦИЯ ДЕТАЛИ НА ПЛОСКОСТИ. Фиксация детали на плоскости может осуществляться с помощью двух (рис. 6.14), а иногда и более штифтов. Более двух штифтов устанавливают, когда они не только фиксируют деталь, но и передают большие силы. Не рекомендуется плоскость стыка делать ступенчатой, так как это усложняет его изготовление и герметизацию.

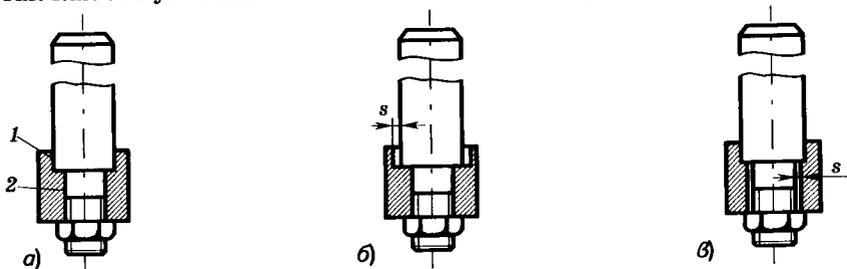


Рис. 6.13

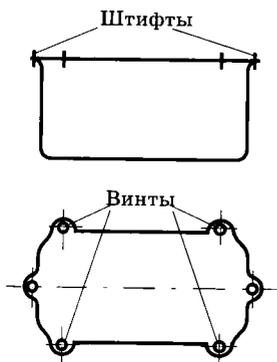


Рис. 6.14

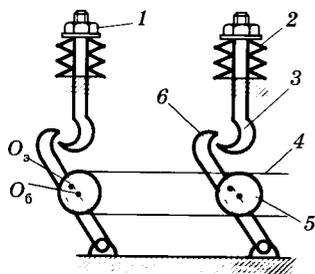


Рис. 6.15

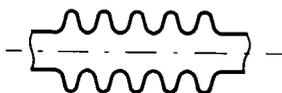


Рис. 6.16

Наиболее технологична конструкция, в которой применяется метод полной взаимозаменяемости. Однако наряду с ним иногда используют метод компенсации (путем введения компенсатора) или пригонки (когда один из размеров подгоняется при сборке), причем метод пригонки допускается применять лишь в индивидуальном производстве, но его нужно избегать.

УСТРАНЕНИЕ ПРИГОНКИ (ПОДГОНКИ). Использование пригонки затрудняет изготовление конструкций и ее нужно избегать, что особенно важно в крупносерийном и массовом производстве. Точность замыкающего звена вместо пригонки (метод пригонки) может обеспечиваться за счет введения компенсатора (метод регулировки). На рис. 6.15 показаны активный (6) и пассивный (3) замки, установленные на стыковочных шпангоутах космического аппарата (КА). Крюк активного замка закреплен и перемещается под действием пальца, соединенного с крюком в точке O_3 . Палец эксцентрично закреплен на барабане 5, вращающемся вокруг оси O_6 . На барабане закреплен трос 4, который приводит его во вращение. Трос соединяет группу замков, которые приводятся в движение от одного редуктора. Пассивный замок состоит из крюка, имеющего гайку 1 для регулировки зазора между замками, которая через тарельчатые пружины 2, являющиеся компенсаторами, передает нагрузки на стыковочный шпангоут. При соединении крюков активного и пассивного замков возможна ситуация, когда на одних замках люфт будет отсутствовать, а на других будет наблюдаться зазор. Тогда движение крюков будет продолжаться, и за счет перемещения компенсатора зазор будет устранен во всех соединениях, что обеспечит жесткое и надежное соединение стыковочных шпангоутов КА. В гидросистемах в качестве компенсаторов используются сильфоны (рис. 6.16). Компенсаторы в виде регулировочных колец применяют в схеме

Рис. 6.15

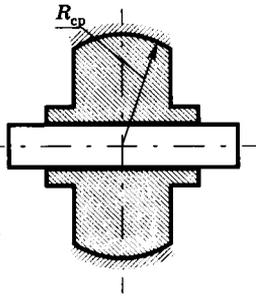


Рис. 6.17

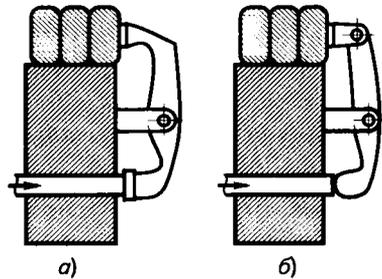


Рис. 6.18

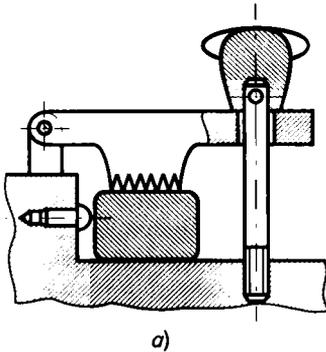
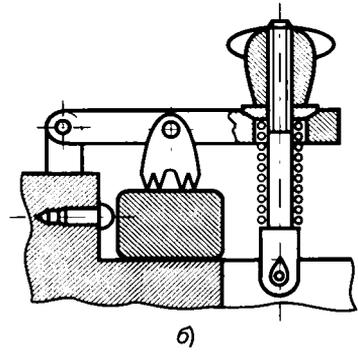


Рис. 6.19



установки подшипников в распор, что позволяет установить необходимый зазор для обеспечения удлинения вала при изменении температуры.

Компенсаторами можно считать элементы конструкции, где применяется метод самоустанавливаемости. Для этого в конструкцию вводят подвижные детали, компенсирующие погрешности. Например, у подшипника имеется шаровая опора, устраняющая перекося опора вала (рис. 6.17). Узлы, приведенные на рис. 6.18, а и 6.19, а не обеспечивают необходимого закрепления заготовки. Введение самоустанавливающихся звеньев позволяет надежно закрепить деталь (рис. 6.18, б и 6.19, б). Для компенсации углового перемещения относительно двух перпендикулярных осей используются шаровые опоры (рис. 6.20, где 1 — стержень; 2 — накидная гайка; 3 — опора; 4 — шпилька; 5 — гайка; 6 — шайба с контровкой; 7 — отсек).

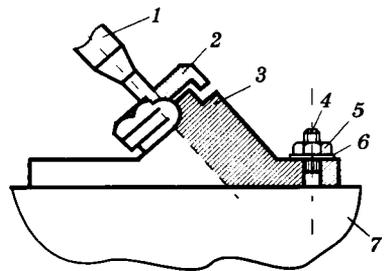


Рис. 6.20

6.1.5. Другие методы и принципы конструирования

Помимо рассмотренных выше подходов при конструировании деталей и узлов механизмов используются и другие, облегчающие создание и эксплуатацию изделий. Рассмотрим некоторые из них.

БЛОЧНЫЙ ПРИНЦИП. Использование блочного конструирования позволяет существенно повысить технологичность при сборке, и особенно при ремонте изделия. На рис. 6.21, *а* приведена конструкция, при ремонте которой необходима пригонка цилиндрической поверхности золотника и сопряженного цилиндрического отверстия, выполненного в корпусе. На рис. 6.21, *б* показана улучшенная конструкция, где золотник заключен в стакан, наружная поверхность которого не изнашивается, и при ремонте не требуется доработка корпуса, а следует заменить весь блок.

КОМПАКТНОСТЬ КОНСТРУКЦИИ. Меньшие габаритные размеры получаем при переходе к более совершенным передачам, например при замене многоступенчатой цилиндрической зубчатой передачи на волновую. Использование более совершенных схем расположения колес (рис. 6.22) также уменьшает размеры. Соосная схема редуктора (рис. 6.22, *б*) лучше, так как она имеет меньший объем и массу, чем развернутая (рис. 6.22, *а*).

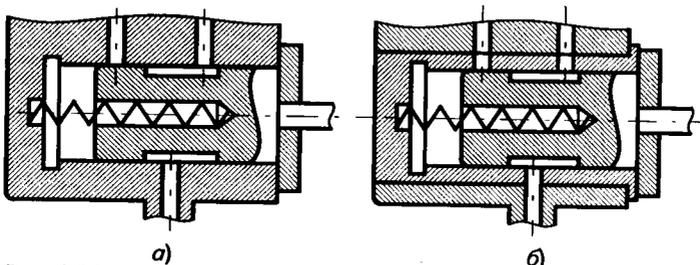


Рис. 6.21

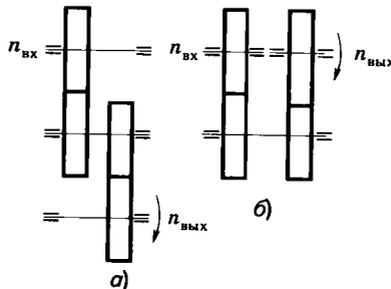


Рис. 6.22

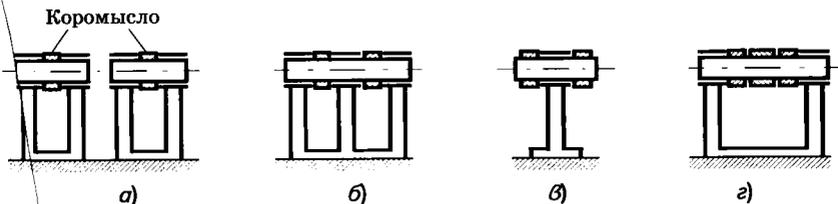


Рис. 6.23

При конструировании для получения более совершенных изделий можно использовать эвристические приемы. Приведем некоторые из них.

Метод совмещения. На рис. 6.23, а показаны два коромысла, каждое из которых имеет свою опору, а на рис. 6.23, б—г — другие варианты, где две опоры объединены в одну, конструкция которых проще и масса меньше.

Метод «матрешки», когда один элемент конструкции помещается внутри другого. Например, мотор устанавливают внутри колеса.

Метод наоборот. Например, возможна замена в передаче винт-гайка вращение винта на вращение гайки. Разработаны и другие методы.

6.2. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ ДЕТАЛЕЙ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБАХ ИЗГОТОВЛЕНИЯ

6.2.1. Общие сведения

Конструируя детали, необходимо учитывать не только факторы, обеспечивающие их работоспособность (прочность, жесткость, износостойкость, и т. д.) при минимальной материалоемкости и габаритных размерах, но и технологические возможности производства, позволяющие применение наиболее технологичных и высокопроизводительных способов изготовления. Деталь (изделие) будет технологичной в том случае, если конструктивное решение обеспечивает наименьшие затраты труда, времени и средств на изготовление, т. е. быстрое и экономичное освоение его производства с использованием современных технологических процессов. Кратко сформулируем общие технологические требования к конструкции деталей и узлов:

► необходимо предусмотреть при изготовлении деталей возможность использования прогрессивных способов изготовления: прецизионных, лазерных, электронно-ионно-плазменных и других высокопроизводительных технологий;

- ▶ максимально приблизить заготовку к окончательной форме, а механическую обработку свести к минимуму;
- ▶ обеспечить использование высокопроизводительных способов механической обработки (обработка напроход, удобные базы, унификацию элементов, одновременное изготовление нескольких деталей);
- ▶ расчленять сложные детали на несколько и делать составные конструкции;
- ▶ избегать резких переходов и делать плавные очертания при изготовлении способами литья, штамповки, прессования, вытяжки;
- ▶ применять стандартизацию и унификацию элементов конструкций;
- ▶ учитывать объем выпуска и возможности производства.

6.2.2. Механически обрабатываемые детали

Рассмотрим пути обеспечения технологичности конструкции.

СОКРАЩЕНИЕ ОБЪЕМА МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ. Поверхности детали, подвергаемые механической обработке, должны быть минимально необходимыми. Форма заготовки должна быть возможно близкой к окончательной форме детали. Расход материала при изготовлении детали оценивается коэффициентом использования материала $KИМ = m_{дет} / m_{загот}$, где $m_{дет}$ — масса детали; $m_{загот}$ — масса заготовки. Нужно стремиться к разработке деталей с высоким значением КИМ. При безотходном производстве $KИМ = 1$. На рис. 6.24, а представлена неудачная деталь, так как она изготавливается из круглого прутка и отходы в стружку большие. Деталь из шестигранного прутка лучше, и отходы на стружку меньше (рис. 6.24, б).

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СОСТАВНЫХ КОНСТРУКЦИЙ. Конструкцию деталей сложной формы целесообразно делать составной, если

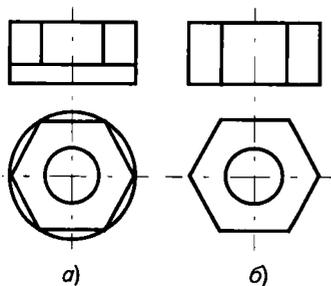


Рис. 6.24

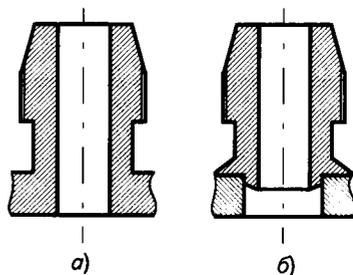


Рис. 6.25

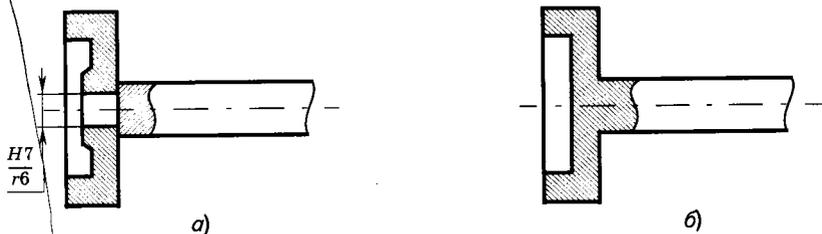


Рис. 6.26

это не противоречит выполнению других требований. Отделение штуцера от емкости (рис. 6.25) упрощает изготовление. На рис. 6.25, *а* изображен неудачный, а на рис. 6.25, *б* правильный вариант конструкции. Возможно присоединение штуцера сваркой, пайкой или с помощью резьбы. Разделение вала и колеса (рис. 6.26, *а*) сокращает расход металла по сравнению с конструкцией, приведенной на рис. 6.26, *б*. Возможны вместо запрессовки и другие способы соединения вала со ступицей колеса. Аналогичную составную конструкцию целесообразно использовать и при разработке поршня со штоком.

ОБРАБОТКА НАПРОХОД. Свободный подход и выход для инструмента повышает качество и производительность. На рис. 6.27, *а* показана конструкция, где при обработке крепление инструмента осуществляется на консольно закрепленной оправке, а на рис. 6.27, *б* — крепление оправки на двух опорах, что повышает точность, необходимую при обработке отверстий под подшипники. В конструкции, приведенной на рис. 6.28, *а*, нельзя изготовить отверстие под подшипники напроход; в конструкции на рис. 6.28, *б* кольцевой выступ в отверстии заменен съемным упорным кольцом, что обеспечивает обработку напроход.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПОДХОДА И ВЫХОДА ИНСТРУМЕНТА. Размеры и форма элементов детали, назначаемые конструктором, должны учитывать способы механической обработки, тип режущего инструмента, возможности необходимых измерений и вид измерительных устройств. Например, при нарезании шлицев выбор ра-

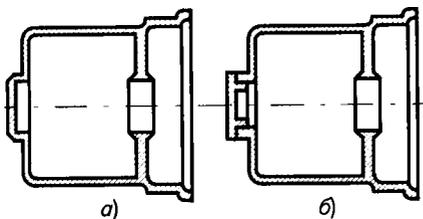


Рис. 6.27

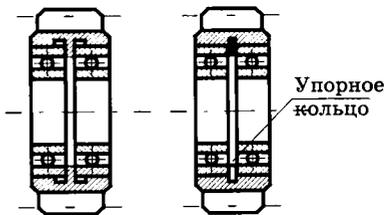


Рис. 6.28

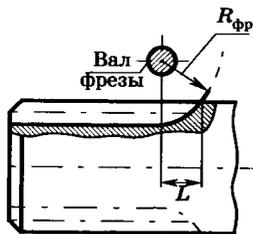


Рис. 6.29

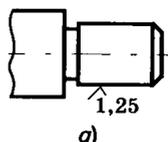
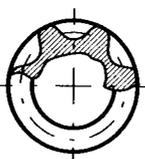
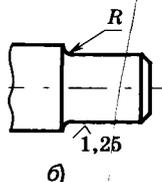
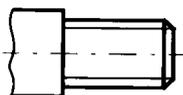


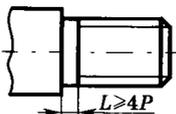
Рис. 6.30



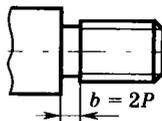
диуса выхода шлицев определяется диаметром фрезы. Радиус выхода с одной стороны определяется из необходимости повышения производительности обработки (при увеличении диаметра повышается производительность), а с другой стороны излишнее увеличение радиуса $R_{фр}$ ведет к увеличению длины нерабочего участка шлицев L , что по конструктивным соображениям не всегда допустимо (рис. 6.29). У шлифованных поверхностей шипов для уменьшения износа шлифовального круга нужно делать канавку (рис. 6.30, а) В исключительных случаях допускается делать галтель с регламентированным радиусом R , который меньше, чем у устанавливаемого на шип подшипника (рис. 6.30, б). При нарезке наружной резьбы плашкой (из-за режущей части инструмента с неполной высотой профиля) невозможно довести резьбу до торца выступа (рис. 6.31, а). Необходимо оставлять участок длиной $L \geq 4P$ (рис. 6.31, б), где P — шаг резьбы. При нарезке резьбы резцом следует предусмотреть канавку для его выхода (рис. 6.31, в). Нарезка внутренней резьбы метчиком до торца ступеньки отверстия (рис. 6.32, а) невозможна (из-за режущей части инстру-



а)

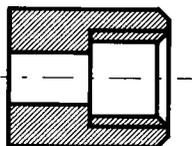


б)

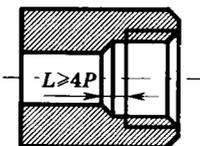


в)

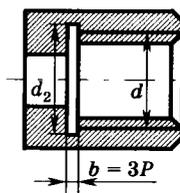
Рис. 6.31



а)



б)



в)

Рис. 6.32

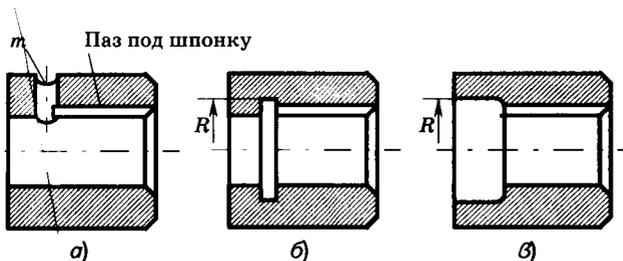


Рис. 6.33

мента с неполным профилем). Нужно оставлять участок длиной $L \geq 4P$ (рис. 6.32, б). При нарезке резцом предусматривается канавка для его выхода (рис. 6.32, в). У паза под шпонку нужно предусмотреть отверстие m или канавку или увеличение диаметра отверстия для выхода инструмента (рис. 6.33).

ОБРАБОТКА ОТВЕРСТИЙ. На рис. 6.34, а изображен неудачный вариант, так как при обработке отверстий остается конус от сверла (рис. 6.34, б). Точность и шероховатость в отверстиях: от сверла — квалитет 12, шероховатость $Rz = 20$ (рис. 6.35, а) от зенкера — квалитет 10—12, $Ra = 2,0 \dots 2,5$ (рис. 6.35, б); от развертки — квалитеты 6—11; $Ra = 2,5 \dots 0,32$ (рис. 6.35, в); от протяжки — квалитет 7—9, $Ra = 0,32 \dots 2,5$. На переходных участках P в местах режущей части инструмента (сверла, зенкера, развертки) размеры отличаются от необходимых на рабочих участках. Сверление должно быть под углом более 70° к поверхности (рис. 6.36, а), а при меньшем угле нужно менять конструкцию (рис. 6.36, б).

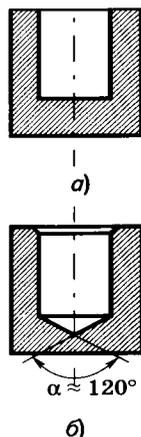


Рис. 6.34

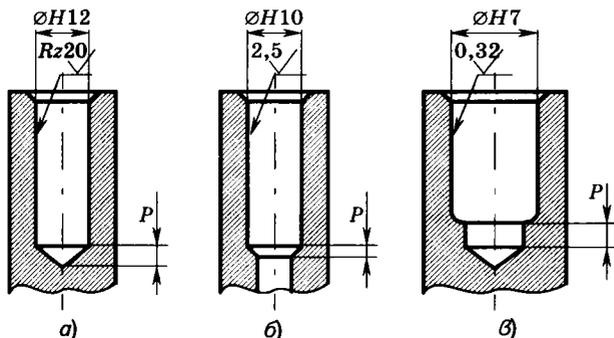


Рис. 6.35

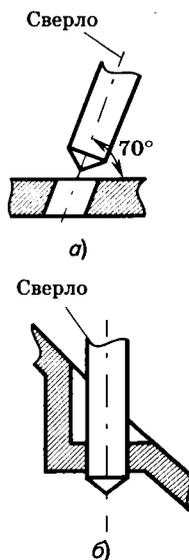


Рис. 6.36

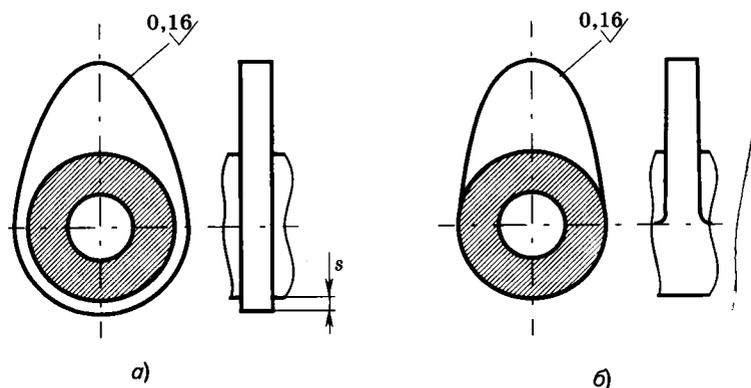


Рис. 6.37

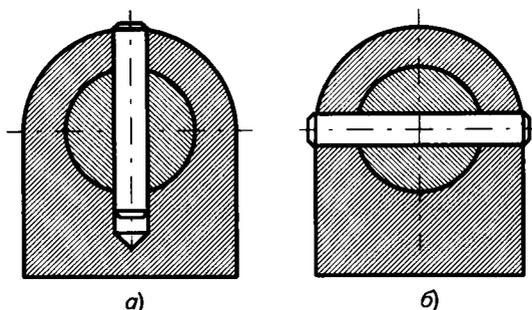


Рис. 6.38

ОТДЕЛЕНИЕ ЧЕРНОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ОТ ЧИСТОВЫХ И ПОВЕРХНОСТЕЙ С РАЗНОЙ ТОЧНОСТЬЮ. На рис. 6.37, *а* показана более технологичная конструкция, чем на рис. 6.37, *б*, где точная поверхность кулачка отделена от грубой поверхности вала и условия шлифования кулачка улучшаются.

СОВМЕСТНУЮ ОБРАБОТКУ В СБОРЕ СЛЕДУЕТ ИЗБЕГАТЬ. Единственно возможный вариант изготовления соединения вал—ступица — обработка отверстия под штифт в сборе (рис. 6.38). На рис. 6.38, *а* показана неудачная, а на рис. 6.38, *б* правильная конструкция. В этом случае делается исключение, и детали обрабатываются совместно.

6.2.3. Особенности конструкций литых деталей

В механизмах малой мощности (до 100 Вт) литые корпуса целесообразно изготавливать из алюминиевых и магниевых сплавов. При замене алюминиевого сплава на сталь масса аналогичных

по размерам и форме деталей увеличивается почти в 3 раза. При малых нагрузках на корпус толщина стенок берется минимально возможной в соответствии с технологией изготовления. Минимальная толщина стенки для легких сплавов в зависимости от способа литья приведена в табл. 6.1, а у других металлов толщина больше, например у чугуна не менее 6 мм.

Таблица 6.1

Способ литья	Минимальная толщина стенки, мм
Литье в песок	3—4
Литье в кокиль	3
Литье в оболочковые формы	2,5—3
Литье по выплавляемым моделям	1,5—2
Литье под давлением	0,5—1

В единичном или мелкосерийном производстве обычно используют литье в песчаные формы. Для изготовления деталей можно использовать литейные сплавы марок АЛ2, АЛ3, АЛ9 (алюминиевые); МЛ2, МЛ5, МЛ6 (магниевые); ВТ5Л, ВТ6Л (титановые); углеродистые (20Л, 45Л); конструкционные легированные (40ХЛ, 40ХНТЛ, 35ХГСЛ) и высоколегированные (2Х13Л, Х9С2Л) стали, чугун (СЧ15, СЧ20, СЧ40) и др.

Механическую обработку нужно свести к минимуму, поэтому форма заготовки должна быть максимально приближена к форме детали. Необходимо обратить внимание на приемы, связанные с повышением технологичности, что существенно влияет на себестоимость изделия. Эти приемы заключаются в упрощении формы и конструкции детали, замене механической обработки процессом без снятия стружки, исключения пригоночных работ, унификации конструкции, форм, размеров деталей, использовании стандартных элементов. В местах, где поверхность обрабатывается, целесообразно предусмотреть припуск K , который должен выступать над поверхностью детали (рис. 6.39, а). Крышку редуктора у плоскости разъема нужно делать, как показано на рис. 6.39, б.

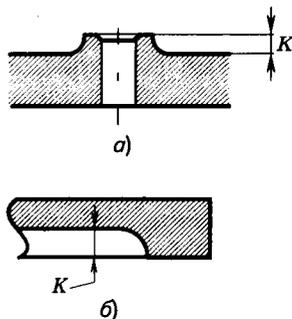


Рис. 6.39

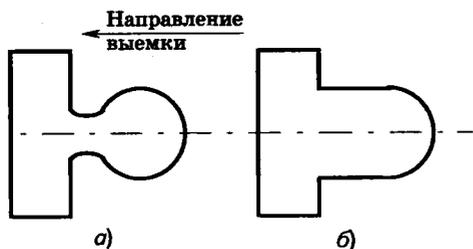


Рис. 6.40

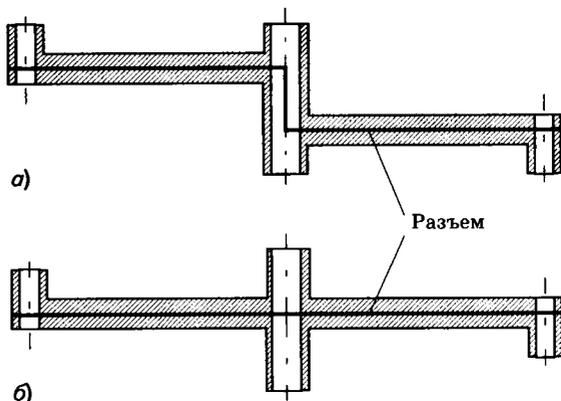


Рис. 6.41

Для беспрепятственного извлечения модели из формы нужно, чтобы на поверхности модели не было подрезок — выступов или углублений, расположенных перпендикулярно или наклонно к направлению выемки, которые при извлечении модели срезают отформованные участки. Модель детали (рис. 6.40, а) нельзя вынуть без подрезки из формы в указанном стрелкой направлении при литье в землю. После изменения конструкции (рис. 6.40, б) подрезка устраняется. Следует избегать разъема форм по наклонным и ступенчатым поверхностям (рис. 6.41, а), а делать, как показано на рис. 6.41, б. Крупные и сложные литые детали целесообразно разделить на части.

ПРАВИЛА КОНСТРУИРОВАНИЯ ЛИТЫХ ДЕТАЛЕЙ

- ▶ Толщину стенки s рекомендуется по возможности делать постоянной. Толщина внутренних стенок $(0,8—0,9)s$ (для одновременного застывания).
- ▶ Переход от стенки к стенке следует выполнять плавно по радиусу R . Плоскости стенок корпусных деталей, соединяющихся под прямым или тупым углом, сопрягаются радиусами

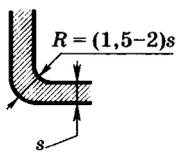
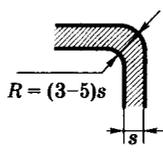
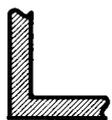


Рис. 6.42



б)



в)

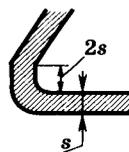


Рис. 6.43

$R \geq (1,5...2,0)s$ (рис. 6.42, а), но лучше радиусы делать больше $R \geq (3...5)s$ (рис. 6.42, б), что улучшает качество отливки. На рис. 6.42, в изображен неудачный вариант.

▶ Следует избегать соединения под острым углом. Для сопряжения стенок, расположенных под острым углом, вводят дополнительный участок высотой $2s$ (рис. 6.43).

▶ Стенки различной толщины нужно соединять клиновыми переходами (рис. 6.44, а), а не делать резких переходов (рис. 6.44, б).

▶ Бобышки соединяют со стенками радиусами $R \geq 2s$ (рис. 6.45, а) или уклонами $1 : 1$, $1 : 2$ (рис. 6.45, б).

▶ Внешние обводы разъема корпуса рекомендуется снабжать отбортовкой (рис. 6.46, а) для увеличения жесткости, равномерности застывания, равномерности распределения нагрузки при соединении и лучшей герметизации стыка. Снаружи делают приливы для резьбовых и штифтовых соединений крышки с основания корпуса (рис. 6.46, б).

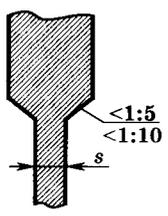
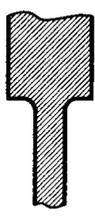


Рис. 6.44



б)

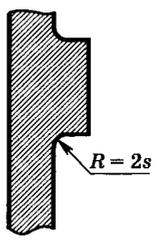
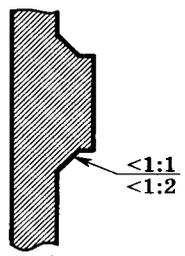


Рис. 6.45



б)

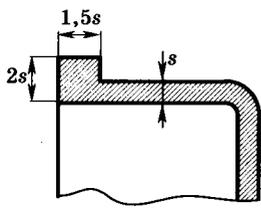
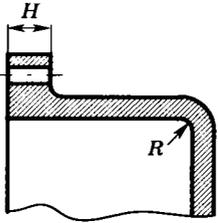
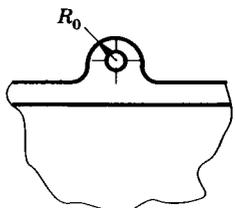


Рис. 6.46



б)



в)

Литература

1. *Артоболевский И. И.* Теория механизмов и машин. — М.: Наука, 1975.
2. *Алексеева Н. А., Бонч-Осмоловский Л. А., Волгин В. В.* и др. Основы расчета и конструирования деталей и механизмов летательных аппаратов. — М.: Машиностроение, 1989.
3. *Арзамасов Б. Н., Брострем В. А., Буше Н. А.* и др. Конструкционные материалы. Справочник. — М.: Машиностроение, 1990.
4. *Белкин И. М.* Допуски и посадки. — М.: Машиностроение, 1992.
5. *Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б.* Расчет на прочность деталей машин. — М.: Машиностроение, 1993.
6. *Джамай В. В., Плево И. П., Роцин Г. И.* Курсовое проектирование механизмов РЭС. — М.: Высшая школа, 1991.
7. *Заславский Б. В.* Краткий курс сопротивления материалов. — М.: Машиностроение, 1986.
8. *Иосилевич Г. Б., Строганов Г. Б., Маслов Г. С.* Прикладная механика. — М.: Высшая школа, 1989.
9. *Климов Ю. М., Самойлов Е. А., Зезин Н. Л.* и др. Детали механизмов авиационной и космической техники. — М.: МАИ, 1996.
10. *Когаев В. П., Дроздов Ю. Н.* Прочность и износостойкость деталей машин. — М.: Высшая школа, 1991.
11. *Корасташевский Р. В., Нарышкин В. Н., Старостин В. Ф.* и др. Подшипники качения. Справочник. — М.: Машиностроение, 1984.
12. *Левитский Н. И.* Теория механизмов и машин. — М.: Наука, 1990.

13. *Малинин Н. Н., Рабинский Н. Л.* Техническая механика. — М.: МАИ, 1987.
14. *Орлов П. И.* Основы конструирования. Справочно-методическое пособие в 2-х кн. — М.: Машиностроение, 1988.
15. *Решетов Д. Н.* Детали машин. — М.: Машиностроение, 1989.
16. *Тимошенко С. П.* Сопротивление материалов. — М.: Наука, 1965.
17. Машиностроение. Энциклопедия в 40 томах. Том IV—1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. — М.: Машиностроение, 1995.
18. *Якушев А. И., Воронцов Л. Н., Федотов Н. М.* Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. — М.: Машиностроение, 1986.

Оглавление

<i>Предисловие</i>	3
Глава 1. ОСНОВЫ АНАЛИЗА МЕХАНИЗМОВ	4
1.1. Структурный анализ механизмов	4
1.1.1. Основные термины и определения	4
1.1.2. Составные части механизма	5
1.1.3. Классификация кинематических пар	6
1.1.4. Кинематические цепи	9
1.1.5. Степень подвижности кинематической цепи	11
1.1.6. Принципы построения и структурная классификация механизмов	14
1.2. Кинематический анализ механизмов	18
1.2.1. Задачи и методы кинематического анализа	18
1.2.2. Кинематический анализ механизмов графическим методом .	19
1.2.3. Кинематический анализ механизмов аналитическими методами	25
1.3. Динамический анализ механизмов	41
1.3.1. Цели и задачи динамического анализа	41
1.3.2. Силы, действующие на звенья механизма, и их классификация	41
1.3.3. Трение в механизмах	43
1.3.4. Уравнения движения механизмов с одной степенью свободы. Приведение сил и масс в плоских механизмах	49
1.3.5. Стадии (режимы) движения механизма	54
1.3.6. Коэффициент полезного действия механизма	55
Глава 2. ОСНОВЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ И РАСЧЕТОВ НА ПРОЧНОСТЬ	57
2.1. Основные положения	57
2.1.1. Гипотезы и допущения	57
2.1.2. Классификация сил	58
2.1.3. Внутренние силовые факторы (метод сечений)	59
2.1.4. Понятие о напряжении	60

2.2. Растяжение и сжатие	62
2.2.1. Определение нормальной силы	62
2.2.2. Нормальные напряжения и деформации	63
2.2.3. Напряженное состояние бруса при растяжении	65
2.2.4. Механические свойства материалов. Экспериментальные исследования при растяжении (сжатии)	67
2.2.5. Расчет на прочность. Запас прочности. Допускаемые напряжения	69
2.2.6. Работа внешних сил и потенциальная энергия деформаций при растяжении (сжатии)	70
2.3. Геометрические характеристики поперечных сечений	71
2.3.1. Статические моменты	71
2.3.2. Центр тяжести сечения	72
2.3.3. Моменты инерции	73
2.4. Сдвиг и кручение	77
2.4.1. Сдвиг	77
2.4.2. Кручение	80
2.5. Изгиб	86
2.5.1. Основные понятия	86
2.5.2. Дифференциальные и интегральные зависимости при изгибе	87
2.5.3. Нормальные напряжения при чистом изгибе балки	88
2.5.4. Расчет на прочность при изгибе	91
2.5.5. Касательные напряжения при изгибе	93
2.5.6. Перемещения при изгибе	96
2.6. Основы напряженно-деформированного состояния. Теории прочности	99
2.6.1. Основные положения	99
2.6.2. Классификация напряженных состояний	102
2.6.3. Главные напряжения и главные площадки в брусce	103
2.6.4. Теории прочности.	105
2.7. Устойчивость сжатых стержней	107
2.7.1. Устойчивость стержней, работающих в пределах упругости	107
2.7.2. Устойчивость стержней за пределами упругости	109
2.8. Прочность при переменных напряжениях	110
2.8.1. Явление усталости	110
2.8.2. Определение предела выносливости	111
2.8.3. Влияние различных факторов на сопротивление усталости	113
Глава 3. ОСНОВЫ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ И ТОЧНОСТЬ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ.	116
3.1. Принципы построения единой системы допусков и посадок. . .	116
3.2. Отклонения формы и расположения поверхностей. Шероховатость поверхностей	126
3.2.1. Отклонения и допуски формы	127
3.2.2. Отклонения и допуски расположения	128
3.2.3. Шероховатость поверхностей.	133

Глава 4. ОСНОВЫ ТРИБОЛОГИИ (ТРЕНИЯ, ИЗНАШИВАНИЯ, СМАЗКИ)	138
4.1. Трибология — междисциплинарная наука	138
4.1.1. Основные направления развития трибологии	139
4.1.2. Основные определения	144
4.2. Изнашивание трущихся тел	147
4.2.1. Общие положения	147
4.2.2. Виды и характеристики изнашивания	150
4.2.3. Характерные удельные величины износа	158
4.3. Смазочные и триботехнические материалы	162
4.3.1. Смазочные материалы	162
4.3.2. Антифрикционные материалы	164
4.3.3. Фрикционные материалы	166
4.3.4. Керамические материалы	167
4.3.5. Поверхностные технологии	167
4.4. Физическое и математическое моделирование трибологических процессов	171
4.4.1. Гидромеханика процесса смазки	171
4.4.2. Структура расчетных уравнений для определения ресурса по износу узлов трения	174
4.4.3. Трибологические инварианты для определения интенсивности изнашивания	177
4.4.4. Коэффициент трения скольжения	181
4.4.5. Толщина смазочного слоя при качении со скольжением тел	187
Глава 5. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ МЕХАНИЗМОВ	190
5.1. Конструкционные материалы	190
5.1.1. Стали	191
5.1.2. Чугуны	196
5.1.3. Легкие сплавы	197
5.1.4. Медные сплавы	200
5.1.5. Ваббиты	201
5.1.6. Титановые сплавы	202
5.1.7. Никелевые сплавы	203
5.1.8. Сплавы тугоплавких металлов	203
5.1.9. Композиционные материалы	204
5.1.10. Неметаллические материалы	205
5.2. Классификация и требования, предъявляемые к деталям и узлам механизмов	206
5.2.1. Основные понятия	206
5.2.2. Классификация деталей механизмов	207
5.2.3. Требования к деталям машин	209
5.3. Механические передачи	216
5.3.1. Общие сведения	216
5.3.2. Привод	218
5.3.3. Динамика машин	228

5.4. Зубчатые передачи	233
5.4.1. Цилиндрические зубчатые передачи	233
5.4.2. Конические зубчатые передачи	257
5.4.3. Планетарные передачи.	263
5.4.4. Волновые передачи	267
5.5. Червячные передачи	273
5.6. Передача винт-гайка	279
5.6.1. Передачи винт-гайка скольжения	280
5.6.2. Передачи винт-гайка качения	286
5.7. Передачи фрикционные и с гибкой связью	290
5.7.1. Фрикционные передачи	290
5.7.2. Ременные передачи	293
5.7.3. Цепные передачи	300
5.8. Валы и оси	305
5.9. Опоры валов и осей	317
5.9.1. Подшипники качения	317
5.9.2. Подшипники скольжения	330
5.10. Соединения	336
5.10.1. Основные понятия	336
5.10.2. Резьбовые соединения	336
5.10.3. Шпоночные соединения	344
5.10.4. Шлицевые соединения	347
5.10.5. Штифтовые соединения	351
5.10.6. Профильные соединения	353
5.10.7. Заклепочные соединения	354
5.10.8. Сварные соединения.	359
5.10.9. Паяные соединения	366
5.10.10. Клеевые соединения	369
5.11. Муфты	372
5.11.1. Основные понятия	372
5.11.2. Неуправляемые муфты	373
5.11.3. Управляемые муфты	379
5.11.4. Самоуправляемые муфты.	382
Глава 6. ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ	
МЕХАНИЗМОВ	387
6.1. Основные принципы и правила конструирования	387
6.1.1. Общие сведения	387
6.1.2. Стандартизация и унификация	388
6.1.3. Прочность и жесткость	389
6.1.4. Точность взаимного расположения деталей.	395
6.1.5. Другие методы и принципы конструирования	400
6.2. Особенности конструкции деталей при различных способах изготовления	401
6.2.1. Общие сведения	401
6.2.2. Механически обрабатываемые детали	402
6.2.3. Особенности конструкций литых деталей	406
Список литературы	410

Учебное издание

**Джамай Виктор Валентинович
Дроздов Юрий Николаевич
Самойлов Евгений Алексеевич
Станкевич Александр Иванович
Чуркина Татьяна Юрьевна**

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Учебник для вузов

Зав. редакцией *Б. В. Понкратов*
Ответственный редактор *Е. А. Дементьева*
Редактор *И. Е. Якушина*
Художественное оформление *О. В. Корытов*
Технический редактор *М. В. Биденко*
Компьютерная верстка *С. Л. Мамедова*
Корректор *Г. И. Мосякина*

Санитарно-эпидемиологическое заключение
№ 77.99.02.953.Д.006315.08.03 от 28.08.2003.

Подписано в печать 09.09.04. Формат 60×90¹/₁₆.
Бумага типографская. Гарнитура «Школьная». Печать офсетная.
Усл. печ. л. 26,0. Тираж 5000 экз. Заказ № 4803.
ООО «Дрофа». 127018, Москва, Суцевский вал, 49.

По вопросам приобретения продукции
издательства «Дрофа» обращаться по адресу:
127018, Москва, Суцевский вал, 49.
Тел.: (095) 795-05-50, 795-05-51. Факс: (095) 795-05-52.

Торговый дом «Школьник».
109172, Москва, ул. Малые Каменщики, д. 6, стр. 1А.
Тел.: (095) 911-70-24, 912-15-16, 912-45-76.

Магазины «Переплетные птицы»:
127018, Москва, ул. Октябрьская, д. 89, стр. 1.
Тел.: (095) 912-45-76;
140408, Московская обл., г. Коломна, Голутвин,
ул. Октябрьской революции, 366/2.
Тел.: (095) 741-59-76.

ОАО "Тверской полиграфический комбинат"
170024, г. Тверь, пр-т Ленина, 5. Телефон: (0822) 44-42-15
Интернет/Home page - www.tverpk.ru Электронная почта (E-mail) - sales@tverpk.ru

