

А. П. БЕЛОУСОВ

канд. техн. наук, доцент

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

**ИЗДАНИЕ ТРЕТЬЕ,
ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ**

**Допущено
Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебного пособия
для учащихся машиностроительных
техникумов**



МОСКВА «ВЫСШАЯ ШКОЛА» 1980

ББК 34.63—5

Б43

УДК 621.7—1/9

Рецензент

В. П. Бобров — канд. техн. наук, ст. научный сотрудник
(Научно-исследовательский институт металлорежущих станков)

Белоусов А. П.

Б43 Проектирование станочных приспособлений: Учебное пособие для учащихся техникумов. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Высш. школа, 1980. — 240 с., ил.

В пер.: 70 к.

В книге приведены сведения, необходимые при проектировании различных видов станочных приспособлений, классификация и их назначение. Описаны способы базирования обрабатываемых деталей, зажимные устройства приспособлений и способы расчета сил зажима деталей, а также конструкция и расчеты механизированных приводов приспособлений.

Предназначается в качестве учебного пособия для учащихся машиностроительных техникумов. Может быть использована студентами машиностроительных вузов и инженерно-техническими работниками машиностроительной промышленности.

31304—091
Б 001(01)—80 213—80 2703000000

6П4.6.08
ББК 34.63—5

Алексей Петрович Белоусов

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Издание третье, переработанное и дополненное

Редактор *И. Е. Якушина*. Художник *В. З. Казакевич*. Художественный редактор *Н. К. Гугоров*. Технический редактор *Э. М. Чижевский*. Корректор *В. В. Кожуткин*. ИБ № 2085

Изд. № СТД—303. Сдано в набор 09.08.79. Подп. в печать 08.01.80. Т.0381
Формат 60×90¹/₁₆. Бум. тип. № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая:
Объем 15 усл. печ. л. 14,81 уч.-изд. л. Тираж 50 000 экз. Зак. № 2684. Цена 70 коп.

Издательство «Высшая школа», Москва, К-51, Неглинная ул., д. 29/14
Московская типография № 8 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательства, полиграфии и книжной торговли, Хохловский пер.,

© Издательство «Высшая школа», 1979

© Издательство «Высшая школа», 1980, с изменениями

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие (4). Введение (5).

Глава I. Классификация и назначение станочных приспособлений 6

Глава II. Установка обрабатываемых деталей в приспособлении. Конструкции установочных деталей (опор) приспособлений 12

§ II.1. Базирование и базовые поверхности (12). § II.2. Погрешности базирования и закрепления обрабатываемых деталей в приспособлении (13). § II.3. Установочные детали приспособлений (18).

Глава III. Зажимные устройства приспособлений 32

§ III.1. Закрепление деталей и расчет сил зажима (32). § III.2. Зажимные устройства приспособлений (37). § III.3. Механизмы-усилители зажимных устройств приспособлений (52).

Глава IV. Корпуса и вспомогательные детали приспособлений 72

§ IV.1. Корпуса приспособлений (72). § IV.2. Вспомогательные детали и устройства приспособлений (75).

Глава V. Силовые приводы зажимных устройств станочных приспособлений 76

§ V.1. Пневматические приводы (77). § V.2. Гидравлические приводы (103). § V.3. Пневмогидравлические приводы (112). § V.4. Механогидравлические, электромеханические, механические центробежные и вакуумные приводы (117). § V.5. Электромагнитные и магнитные приводы и магнитные приспособления (122).

Глава VI. Приспособления для токарных круглошлифовальных станков . 128

§ VI.1. Центры (128). § VI.2. Поводковые приспособления и самозажимные поводковые патроны (130). § VI.3. Оправки для обработки полых деталей и деталей с центробежным отверстием (134). § VI.4. Оправки и патроны с гидропластмассой (137). § VI.5. Центровые оправки (142). § VI.6. Люнеты (144). § VI.7. Универсальные кулачковые патроны (145). § VI.8. Цанговые патроны (154). § VI.9. Мембранные патроны (158). § VI.10. Патроны для закрепления цилиндрических и конических зубчатых колес при шлифовании отверстий (161). § VI.11. Магнитные и электромагнитные патроны (168).

Глава VII. Приспособления для сверлильных станков 171

§ VII.1. Кондукторные втулки и плиты (171). § VII.2. Кондукторы (174). § VII.3. Стационарные приспособления (176). § VII.4. Поворотные приспособления для позиционной обработки отверстий в деталях (179). § VII.5. Многошпиндельные и револьверные сверлильные головки (186). § VII.6. Расчет многошпиндельных сверлильных головок (193). § VII.7. Вспомогательные инструменты для сверлильных станков (200).

Глава VIII. Приспособления для фрезерных станков 204

§ VIII.1. Машинные тиски (204). § VIII.2. Универсальные многоместные приспособления и делительные переналаживаемые столы (207). § VIII.3. Делительные головки (211). § VIII.4. Приспособления для непрерывного фрезерования деталей (213). § VIII.5. Специальные фрезерные приспособления (217). § VIII.6. Приспособления для фасонного фрезерования (218). § VIII.7. Комплексная автоматизация фрезерных станков (221).

Глава IX. Приспособления для зуборезных и протяжных станков 225

§ IX.1. Приспособления для зуборезных станков (226). § IX.2. Приспособления для протяжных станков (229).

Глава X. Последовательность проектирования специальных приспособлений 231

Глава XI. Техничко-экономическое обоснование применения станочных приспособлений 235

Литература (240).

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящая книга написана в соответствии с программой курса «Проектирование приспособлений и оснастка». В ней в строго систематизированном виде изложены необходимые сведения по основным типам станочных приспособлений и их механизированным приводам, дано технико-экономическое обоснование применения различных типов станочных приспособлений, рассмотрены конструкции приспособлений, проверенных в работе на станках в механических цехах заводов.

При подготовке третьего издания книги ставилась цель — дать учащимся техникумов комплекс знаний по конструированию и эксплуатации современных станочных приспособлений. Поэтому материал в книге обновлен — отражены последние достижения в отечественном машиностроении — научно-технический прогресс, рост производительности труда, вопросы повышения качества выпускаемой продукции и др. Введены новые конструкции приспособлений и механизированных приводов, заменены устаревшие ГОСТы, ОСТы и нормали на детали и узлы приспособлений; все расчеты даны в Международной системе единиц (СИ).

При написании книги использованы материалы научно-исследовательских институтов, заводов и различные литературные источники.

При подготовке рукописи к изданию учтены замечания рецензента канд. техн. наук В. П. Боброва, которому автор приносит большую благодарность.

Замечания и пожелания по улучшению книги просим направлять по адресу: 103051, Москва, Неглинная ул., 29/14, издательство «Высшая школа».

Автор

ВВЕДЕНИЕ

Быстрый рост машиностроения — важнейшей отрасли промышленности — определяет темпы переоснащения народного хозяйства новой техникой и вызывает необходимость дальнейшего совершенствования технологии машиностроения.

XXV съезд КПСС наметил основные направления развития машиностроения в нашей стране. Первоочередной задачей остается ускорение научно-технического прогресса*. Технический прогресс в свою очередь требует непрерывного совершенствования, разработки новых типов машин. При подготовке производства к выпуску новых машин ставятся требования максимального сокращения сроков и снижения стоимости подготовки производства.

Новые станки по сравнению со старыми являются более сложными и точными по конструкции и поэтому обеспечивают повышение качества выпускаемых машин. Основной задачей при подготовке производства к выпуску новых машин являются разработка и внедрение более прогрессивных способов проектирования и изготовления технологической оснастки.

Проектирование и изготовление технологической оснастки могут составлять до 80% трудоемкости и 90% длительности технологической подготовки производства к выпуску новых машин. Затраты на оснастку составляют 10—15% себестоимости машин. Наиболее значительными являются затраты на станочные приспособления. Опыт передовых машиностроительных заводов показывает, что стандартизация и нормализация элементов приспособлений позволяют резко сократить сроки проектирования и изготовления станочных приспособлений.

Важным мероприятием по внедрению новых эффективных методов проектирования и изготовления станочных приспособлений является решение Государственного комитета стандартов Совета Министров СССР о разработке и утверждении единой системы, технологической подготовки производства (ЕСТПП) изделий машиностроения, приборостроения и средств автоматики. Эта система устанавливает единый порядок разработки технологической документации и типовые технологические процессы, а также стандартную технологическую оснастку. При внедрении ЕСТПП предусматривается использование оборудования, технологической оснастки на основе их комплексной стандартизации.

В связи с изменением методов проектирования и структуры технологической оснастки широкое применение получит оснастка многократного использования. Опыт работы заводов показывает, что внедрение переналаживаемых станочных приспособлений в два-три раза сокращает трудоемкость проектирования и в три-четыре раза цикл изготовления станочных приспособлений. Технологическая оснастка многократного использования успешно применяется в различных типах производства.

* Материалы XXV съезда КПСС. М., 1976.

КЛАССИФИКАЦИЯ И НАЗНАЧЕНИЕ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Станочными приспособлениями в машиностроении называют дополнительные устройства к металлорежущим станкам, применяемые для установки и закрепления деталей, обрабатываемых на металлорежущих станках.

Выбор станочных приспособлений зависит от формы, габаритных размеров и технических требований, предъявляемых к обрабатываемым деталям, а также от типа производства и программы выпуска изделий.

По типу станков приспособления разделяются на токарные, сверлильные, фрезерные и т. д. По степени специализации приспособления разделяют на универсальные, переналаживаемые (групповые) и специальные. По степени механизации и автоматизации приспособления разделяют на ручные, механизированные, полуавтоматические и автоматические. Универсальные приспособления разделяют на безналадочные и наладочные.

Универсальные безналадочные приспособления (УБП). Они применяются в единичном и серийном типе производства, для установки и зажима обрабатываемых деталей с различной формой и различными габаритами. К ним относятся универсальные патроны, тиски, поворотные столы и т. д.

Универсально-наладочные приспособления (УНП). Эти приспособления состоят из двух частей: универсальной и сменной. Универсальная часть приспособления является постоянной и состоит из корпуса, привода и некоторых деталей. Эта часть приспособления изготавливается заблаговременно согласно соответствующим ГОСТам.

Конструкции корпуса и привода зависят от геометрической формы и габаритных размеров обрабатываемых деталей. Наладочная часть приспособления состоит из сменных наладок, которые изготавливают в зависимости от формы и размеров группы деталей, обрабатываемых в данном приспособлении.

Универсально-наладочные приспособления применяют в мелкосерийном и серийном производствах, для групповой обработки деталей, имеющих различную форму и габаритные размеры. К УНП относятся универсальные патроны со сменными кулачками, универсально-наладочные тиски, групповые приспособления и т. д.

Для максимального использования УНП на одном станке с применением большого количества сменных наладок универсальную часть приспособления изготавливают двух- и трехсторонней и на каждой стороне закрепляют сменную наладку. При этом на приспособлении можно выполнять две-три операции, т. е. применять концентрацию операций на одном станке. Замена специально дорогостоящих приспособлений универсально-наладочными дает большой технико-экономический эффект.

Специализированные наладочные приспособления (СНП). Эти приспособления применяют для установки и закрепления группы деталей, близких по конструктивно-технологическим размерам, способам обработки и по общности установочных поверхностей.

СНП состоят из двух частей: универсальной и сменной. Универсальная часть приспособления является постоянной и состоит из корпуса, привода и т. д. Сменная часть приспособления состоит из сменных наладок, изготавливаемых в соответствии с формой и размерами группы деталей, обрабатываемых в данном приспособлении.

В этих приспособлениях можно регулировать установочные элементы для установки однотипных деталей, отличающихся только размерами. Применение сменных наладок в таких приспособлениях расширяет их технологические возможности. Специализированные приспособления бывают одноместные и многоместные.

Применение СНП позволяет в несколько раз сократить количество специальных приспособлений и, следовательно, снизить сроки подготовки производства при переходе к выпуску новой машины и стоимость технологической оснастки. СНП применяют в серийном и купносерийном производствах для группового способа обработки деталей.

Сборно-разборные приспособления (СРП). Эти приспособления конструируют и собирают из гостированных и нормализованных деталей. Например, специальные станочные приспособления для фрезерных и сверлильных операций в системе СРП собирают из гостированных и нормализованных, функционально взаимозаменяемых деталей и узлов.

Элементы корпусных деталей, зажимных узлов и вспомогательных деталей позволили в системе СРП проектировать и изготавливать специальные станочные приспособления, состоящие на 80—100% из гостированных и нормализованных деталей.

После снятия с производства машины, при изготовлении которой использовались сборно-разборные приспособления, они разбираются, а их детали и узлы используются при сборке новых специальных приспособлений для обработки деталей новой машины.

В комплект СРП входят мелкие вспомогательные детали, элементы корпусных деталей, силовые узлы для зажима и разжима заготовок и т. д.

Элементы корпусных деталей изготавливают из серого чугуна СЧ 18—24 с шероховатостью обработки рабочих поверхностей их

2,0
✓

элементов

Сборка корпусов приспособлений производится в основном без дополнительной обработки или с небольшой обработкой, не влияющей на их дальнейшее применение.

В СРП применяют гостированные зажимные силовые узлы, которые могут многократно использоваться. Примерно 90% всех

сборно-разборных приспособлений имеют механизированные зажимные узлы с пневматическим или гидравлическим приводом.

В системе СРП применяют и специальные детали, которые изготавливают в зависимости от формы и размеров обрабатываемой детали. К специальным деталям в основном относятся установочные элементы приспособления; трудоемкость их изготовления незначительна.

Система СРП является прогрессивной и экономически эффективной для серийного и массового типа производства. Техничко-экономическая эффективность применения системы СРП объясняется большой экономией производственных затрат на проектирование и изготовление приспособлений из гостированных деталей и узлов по сравнению с затратами при изготовлении приспособлений из негостированных деталей и узлов. Применение системы СРП значительно сокращает цикл подготовки производства, в частности проектирования и изготовления технологической оснастки при переходе к выпуску нового типа изделия.

Неразборные специальные приспособления (НСП). Эти приспособления проектируют и собирают из гостированных деталей и узлов. Конструкция этих приспособлений содержит гостированные детали и узлы общего назначения и небольшую часть составляют специальные сменные наладки. Следовательно, при изменении конструкции детали, обрабатываемой в таком приспособлении, заменяется только сменная наладка, а корпус и зажимные узлы не меняются. Система НСП применяется в крупносерийном и массовом типах производства.

Универсально-сборные приспособления (УСП). Система УСП была разработана и внедрена в машиностроении В. С. Кузнецовым и В. А. Пономаревым в 1947 г. Техничко-организационная сущность системы УСП заключается в том, что любое специальное станочное приспособление собирается из стандартизованных и нормализованных деталей и узлов, заранее изготовленных и многократно используемых.

Применение системы УСП в машиностроении обеспечивает быструю подготовку новой технологической оснастки для различных станочных приспособлений при переходе заводов на выпуск новых машин в единичном и мелкосерийном типе производства и в экспериментальных цехах крупносерийного и массового производства.

Материальной базой для сборки станочных приспособлений в системе УСП является заводской комплект стандартизованных и нормализованных элементов, состоящий из большого количества базовых, корпусных, установочных, направляющих, прижимных, крепежных и других деталей и узлов.

Количество типоразмеров каждого элемента зависит от потребности завода и степени развития системы УСП.

Материальная основа системы должна строго сочетаться с организацией специальной службы УСП на заводе. Без этого не может быть нормального обслуживания производства универсально-сборной технологической оснасткой.

Все элементы УСП, имеющиеся на заводе, находятся в непрерывном обращении. Одни и те же детали и узлы много тысяч раз используют для сборки различных станочных приспособлений. Элементы УСП полностью взаимозаменяемы, обладают высокой износоустойчивостью и большим сроком службы в эксплуатации.

Имеется три серии элементов УСП, отличающиеся габаритными размерами однотипных конструкций, крепежной резьбой, шагами и размерами Т-образных и шпоночных пазов.

Завод выбирает одну из серий УСП в зависимости от формы и габаритных размеров выпускаемых изделий, а также программы их выпуска. Например, элементы малой серии УСП (ГОСТ 14364—69, ГОСТ 14606—69) с пазами шириной 8А и крепежной резьбой М8 применяют на приборостроительных заводах.

Элементы средней серии УСП (ГОСТ 15185—70, ГОСТ 15465—70) с Т-образными пазами шириной 12А и крепежной резьбой М12 в основном применяют на заводах общего машиностроения. Элементы крупной серии УСП (ГОСТ 15636—70, ГОСТ 15761—70) с Т-образными пазами шириной 16А и крепежной резьбой М16 используют на заводах тяжелого машиностроения.

Весь комплект УСП делят по функциональным признакам на восемь групп: детали базовые, корпусные, установочные, направляющие, прижимные, крепежные, разные и неразборные узлы.

В комплекты УСП подбирают такие элементы, которые необходимы для данного завода. При этом учитывают типоразмеры обрабатываемых деталей и технологические операции, выполняемые при их изготовлении.

На заводах комплект элементов УСП состоит из 15—25 тыс. деталей и определенного количества стандартных неразборных узлов. При таком количестве деталей можно собирать и использовать на станках одновременно 150—300 компоновок различных станочных приспособлений.

Минимальный пусковой комплект элементов УСП, обеспечивающий применение этой системы на заводе, может состоять из 1,2—2,6 тыс. деталей. При таком комплекте на заводе можно собрать за год несколько сотен различных приспособлений УСП.

В процесс создания различных конструкций приспособлений входят:

- 1) разработка конструкции приспособления для установки детали при выполнении определенной операции;
- 2) использование приспособления для обработки детали на соответствующем станке;
- 3) разборка приспособления на составные части;
- 4) раскладка элементов по полкам и хранение их до использования при сборке следующего приспособления.

Основной компоновки УСП являются базовые детали, к которым относятся квадратные, прямоугольные и круглые плиты.

Для точной установки на базовых деталях других деталей при помощи болтов и шпонок базовые детали средней серии имеют Т-образные и шпоночные пазы размером 12А с допустимым откло-

нением от параллельности и взаимной перпендикулярности в пределах 0,01 мм на 200 мм длины.

К опорным деталям относятся подкладки квадратные, прямоугольные и угловые, опоры квадратные, прямоугольные, угловые и т. д.

Назначение опорных деталей — составлять в сочетании с базовыми деталями корпуса различных приспособлений. Эти детали также можно использовать в приспособлениях в качестве баз, опорных и направляющих элементов.

Рабочие поверхности в опорных деталях шлифуют и притирают от 1—2-го классов точности и 9-го или 10-го класса шероховатости поверхности.

Установочные направляющие, прижимные, крепежные и другие детали УСП также изготавливают по 2-му классу точности и 9-му или 10-му классу шероховатости.

Основными техническими требованиями, предъявляемыми к элементам комплекта УСП, являются их износостойчивость, точность размеров и высокий класс чистоты (шероховатости) рабочих поверхностей. Хорошо изготовленные элементы УСП могут находиться в работе 15—20 лет, поэтому элементы приспособлений изготавливают из легированных и высокоуглеродистых инструментальных сталей и проходят термическую обработку. Базовые и опорные детали изготавливают из хромоникелевой стали марки 12ХН3А с твердостью после термообработки HRC 60—64. Ответственные крепежные детали изготавливают из хромистой стали марки 38ХА.

Установочные и направляющие детали (втулки, шпонки) изготавливают из инструментальных сталей У8А и У12А со сквозной закалкой до твердости HRC 50—55.

Систему УСП применяют для обработки деталей на всех типах металлорежущих станков, а степень использования УСП зависит от вида и объема заводского комплекта элементов. Практика использования системы УСП показывает, что примерно 60% собираемых приспособлений составляют сверлильные, 30% — фрезерные, 7% — токарные и 3% — другие приспособления. Себестоимость полного комплекта деталей УСП составляет 50—80 тыс. руб. Практика работы прокатных баз УСП для обслуживания группы заводов показала быструю в два-три года окупаемость комплекта деталей УСП.

На рис. I.1, а показано УСП (кондуктор) для сверления двух отверстий в рейке. Рейку (рис. I.1, б) устанавливают плоскостью 1 на опорные поверхности кондуктора, а продольное ее положение фиксируется конусным фиксатором. В кондукторе рейку зажимают винтовым зажимом в точке 2 и прихватом в точке 3. К рейке в точке 4 подводят дополнительную опору для предотвращения ее прогиба при обработке. На сборку кондуктора затрачивают 2 ч.

Преимущества применения системы УСП:

- 1) возможность использования УСП на таких технологических операциях, где применение специальных приспособлений нерентабельно;

2) значительное снижение трудоемкости и себестоимости изготовления технологической оснастки при переходе к выпуску новой машины, так как слесари производят сборку УСП непосредственно в производственных цехах по чертежам деталей или по их опытным образцам;

3) вследствие многократного использования деталей УСП большая экономия металла;

4) повышение эффективности производства, технического уровня работников основных цехов завода; в совместной творческой работе конструктора и сборщика УСП стирается грань между умственным и физическим трудом.

Шифровка приспособлений.

В соответствии с нормами МН 74—59 и МН 81—59 устанавливается следующая ступень классификации оснастки: группа, подгруппа, вид, разновидность.

Каждая классификационная ступень имеет определенную цифровую характеристику. Нормаль имеет 10 групп (от 0 до 9) для соответствующей отрасли машиностроения. Группа подразделяется на 10 подгрупп (от 0 до 9), подгруппа делится на виды (от 0 до 9), а виды — на разновидности (от 0 до 9).

Нормаль МН 74—59 предусматривает обозначение инструментов и приспособлений из восьми цифр; первые четыре цифры указывают эксплуатационную характеристику; например, маркировка 7221 обозначает: 7 — группа приспособления; (7) 2 — подгруппа — приспособления к фрезерным, строгальным, плоскошлифовальным станкам; (72) 2 — вид приспособления для станков с прямолинейной подачей стола; (722) 1 — разновидность приспособления для обрабатываемых деталей с главной базой горизонтальной плоскостью. Вторые четыре цифры, отделяемые от первой группы цифр, служат порядковым регистрационным номером конкретного типоразмера оснастки и имеют номера 0001—9999 для каждой разновидности оснастки.

Общемашиностроительные детали (болты, винты и т. д.) при применении их в технологической оснастке сохраняют обозначения, устанавливаемые стандартами.

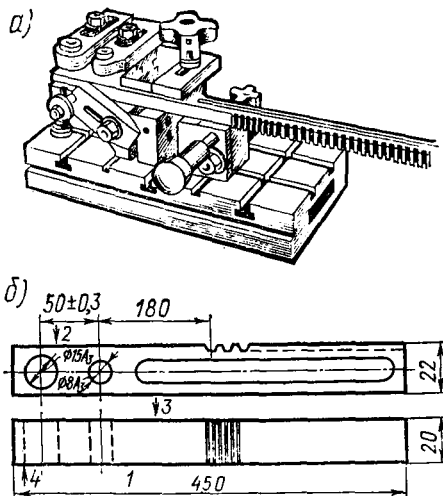


Рис. 1.1. УСП (кондуктор) (а) для сверления двух отверстий в рейке (б)

УСТАНОВКА ОБРАБАТЫВАЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ В ПРИСПОСОБЛЕНИИ. КОНСТРУКЦИИ УСТАНОВОЧНЫХ ДЕТАЛЕЙ (ОПОР) ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

При проектировании технологического процесса механической обработки технолог выбирает установочные базы обрабатываемой детали, от которых зависит точность обработки детали. Установка обрабатываемой детали базовыми поверхностями в приспособлении определяет ее положение относительно режущего инструмента.

Применяют три основных способа установки детали для обработки на станке:

1) с индивидуальной выверкой ее положения по соответствующим поверхностям;

2) с выверкой ее положения по рискам разметки;

3) с непосредственной установкой ее в приспособлении.

Первых два способа весьма трудоемки и применяются при установке деталей на станках в единичном и мелкосерийном типах производства. Третий способ установки деталей в приспособлении является наилучшим, так как он обеспечивает точное положение детали в рабочей зоне станка, требует минимальной затраты вспомогательного времени; применяется в массовом, крупносерийном типах производств.

§ II.1. Базирование и базовые поверхности

Технологическими базами называют поверхности, используемые для определения положения заготовки или изделия в процессе изготовления (ГОСТ 21495—76). При установке детали в приспособлении за технологические базы принимают реальные поверхности, непосредственно контактирующие с установочными элементами приспособления.

Положение детали в приспособлении определяют ее базирующие поверхности. Детали, устанавливаемые в станочные приспособления, имеют различные базирующие поверхности по форме и виду.

Черновыми базами называют необработанные поверхности детали, используемые для ее установки в приспособлении при обработке на первой операции, когда обработанных поверхностей нет.

Чистовыми (окончательными) базами называют обработанные поверхности детали, служащие для ее установки в приспособлении при обработке на всех последующих операциях механической обработки.

Конструкторскими базами называют базы (поверхности), используемые для определения положения детали в изделии или узле. Эти базы необходимо в первую очередь использовать для установки обрабатываемой детали в приспособлении, так как при этом получаются меньшие погрешности обработки. Конструкторские базы деталей по назначению бывают основные и вспомогательные.

Установочные базы обрабатываемой детали разделяются на опорные и проверочные. *Опорными установочными базами* называют совокупность поверхностей обрабатываемой детали.

Измерительными базами называют поверхности детали, от которых производят отсчет размеров при ее обработке. Число, форму и расположение опорных установочных базовых поверхностей следует выбирать так, чтобы обеспечить определенное и неизменное положение обрабатываемой детали в приспособлении относительно режущего инструмента при обработке.

Из механики известно, что твердое тело имеет шесть степеней свободы: три связаны с перемещением тела вдоль трех взаимно перпендикулярных осей координат Ox , Oy , Oz и три — с возможным его поворотом относительно этих осей (рис. II.1). При установке детали в приспособлении каждая из степеней свободы связывается путем прижима детали к соответствующей неподвижной точке (опоре) приспособления. Каждая опора связывает одну степень свободы детали, следовательно, для лишения детали всех шести степеней свободы необходимо, чтобы в приспособлении было шесть неподвижных опорных точек (правило шести точек).

Эти точки находятся в трех взаимно перпендикулярных плоскостях: точки 1, 2 и 3, расположенные в плоскости xOy , лишают деталь трех степеней свободы — возможности перемещаться вдоль оси Oz и вращаться вокруг осей Ox , Oy ; точки 4 и 5, расположенные на плоскости zOy , лишают деталь двух степеней свободы — возможности перемещаться вдоль оси Ox и вращаться вокруг оси Oz ; точка 6, расположенная на плоскости xOz , лишает деталь шестой степени свободы — возможности перемещаться вдоль оси Oy . Силы зажима W , W_1 , W_2 , действующие в направлениях, перпендикулярных трем плоскостям, прижимают деталь к шести неподвижным опорам. Число неподвижных опор в приспособлении не должно быть больше шести, так как в противном случае создается неустойчивое положение обрабатываемой детали в приспособлении.

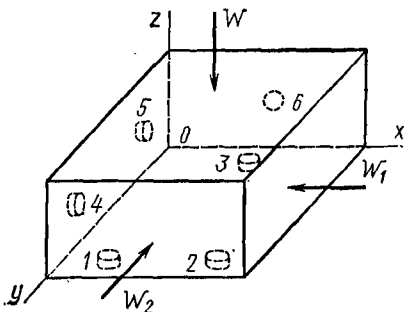


Рис. II.1. Схема базирования обрабатываемой детали в приспособлении по шести опорным точкам

§ II.2. Погрешности базирования и закрепления обрабатываемых деталей в приспособлении

Суммарная погрешность при выполнении любой операции механической обработки состоит из погрешностей: установки детали, настройки станка и погрешности обработки, возникающей в процессе изготовления детали.

Погрешность установки ϵ_y — одна из составляющих суммарной погрешности выполняемого размера детали — возникает при установке обрабатываемой детали в приспособлении и складывается из погрешности базирования ϵ_b , погрешности закрепления ϵ_z и погрешности положения детали $\epsilon_{пр}$, зависящей от неточности приспособления и определяемой ошибками изготовления и сборки его установочных элементов и их износа при работе.

Погрешность настройки станка Δ_n возникает при установке режущего инструмента на размер, а также вследствие неточности копиров и упоров для автоматического получения заданных размеров на детали.

Погрешность обработки $\Delta_{обр}$, возникающая в процессе обработки детали на станке, объясняется: 1) геометрической неточностью станка; 2) деформацией технологической системы станок — приспособление — инструмент — обрабатываемая деталь (СПИД) под действием сил резания; 3) неточностью изготовления и износом режущего инструмента и приспособления; 4) температурными деформациями технологической системы. Для получения годных деталей суммарная погрешность при обработке детали на станке должна быть меньше допуска δ на заданный размер детали. Это условие выражается неравенством $\epsilon_y + \Delta_n + \Delta_{обр} \leq \delta$.

Погрешностью базирования ϵ_b называют разность предельных расстояний измерительной базы относительно установленного на заданный размер детали режущего инструмента. Погрешность базирования возникает, когда опорная установочная база обрабатываемой детали не совмещена с измерительной. Величина ϵ_b относится к заданному размеру, получаемому при соответствующей схеме установки детали в приспособлении.

На рис. 11.2, а дана схема установки, при которой боковая установочная база 1 обрабатываемой детали одновременно является и измерительной базой для поверхности 3. Поэтому погрешность базирования для размера A равна нулю: $\epsilon_{bA} = 0$. Нижняя опорная база 5 является установочной, а измерительной базой для обрабатываемой поверхности 4 служит поверхность 2. На настроенном станке ось фрезы занимает определенное положение, а измерительная база 2 для партии обрабатываемых деталей будет изменять свое положение от S_{max} до S_{min} , т. е. в пределах допуска δ на размер S . Поэтому погрешность базирования для размера B равна допуску на размер S между установочной 5 и измерительной 2 базами.

Круглую деталь устанавливают отверстием на жесткую оправку для обработки лыски фрезой на фрезерном станке (рис. 11.2, б). При такой установке между отверстием детали и жесткой оправкой приспособления образуется зазор и возникает погрешность базирования. Измерительной базой для обрабатываемой поверхности 1 является ось обрабатываемой детали, а осью установочной поверхности — ось оправки. Вследствие зазора S между деталью и оправкой оси детали и оправки не совпадают и измерительная база — ось детали может перемещаться вверх и вниз; при смещении дета-

ли только в одну сторону получается максимальный зазор $S_{\max}$. Следовательно, погрешность базирования $e_{\delta h} = S_{\max}$.

Погрешностью закрепления e_z называют разность между наибольшей и наименьшей величинами проекций смещения измерительной базы в направлении получаемого размера вследствие приложения к обрабатываемой детали силы зажима W . Основная причина, влияющая на погрешность закрепления детали, — деформация базовых поверхностей деталей и стыков цепи, по которой передаются силы зажима (механизированный привод, промежуточные звенья, корпус, установочные и зажимные детали приспособления, обрабатываемая деталь).

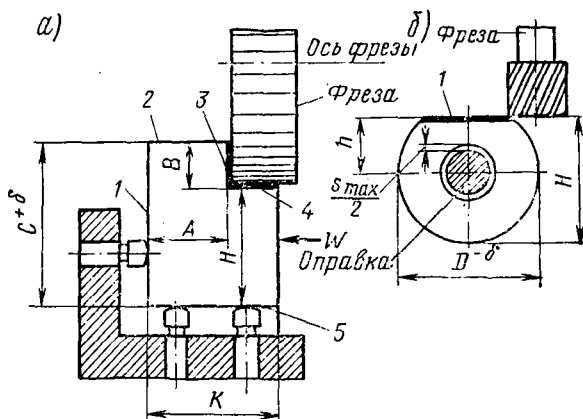


Рис. 11.2. Примеры установки обрабатываемых деталей в приспособлениях с погрешностями базирования

Большое влияние на погрешность закрепления оказывают форма и габаритные размеры обрабатываемой детали, точность и чистота базовых поверхностей, конструкция приспособления и постоянство сил зажима детали. Следовательно, погрешности закрепления необходимо определять для конкретных схем установки детали в приспособлении опытным путем. При обработке деталей в достаточно жестких приспособлениях погрешность закрепления оказывает незначительное влияние на точность обработки и ее можно в расчетах не учитывать.

Погрешность положения $e_{\text{пр}}$ детали относительно режущего инструмента возникает в результате неточного изготовления приспособления, его сборки и износа установочных элементов в процессе эксплуатации. Неточности при изготовлении приспособления возникают от погрешностей изготовления его деталей, сборки и регулировки. Точность изготовления приспособления задается в рабочем чертеже и в технических условиях.

На погрешность положения детали в приспособлении наибольшее влияние оказывает износ его постоянных установочных опор. Различные детали приспособления контролируют в установленные сроки и при износе проходят соответствующий вид ремонта.

Обозначим погрешности изготовления приспособления и износ его опор через $\epsilon_{пр}$. Так как ϵ_6 , ϵ_3 , $\epsilon_{пр}$ представляют собой поля рассеивания случайных величин, подчиняющихся закону нормального распределения, то погрешность установки ϵ_y как суммарное поле рассеивания выполняемого размера детали определяют по формуле

$$\epsilon_y = \sqrt{\epsilon_6^2 + \epsilon_3^2 + \epsilon_{пр}^2}.$$

При выборе способа установки детали необходимо сравнить полученную для данной установки погрешность ϵ_y' с допустимой

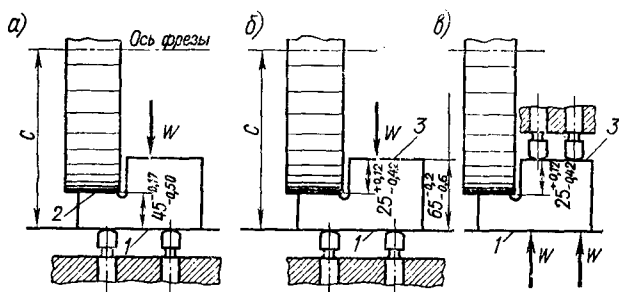


Рис. II.3. Схемы для определения погрешности базирования при установке обрабатываемых деталей в приспособлении плоской поверхностью

погрешностью ϵ_y . Для принятой схемы установки необходимо выполнять условие $\epsilon_y' \leq \epsilon_y$.

Расчет действительных погрешностей базирования при установке деталей в приспособлении плоской поверхностью. Обрабатываемая деталь (рис. II.3, а) установлена на постоянные опоры приспособления нижней базовой плоскостью 1, которая является и измерительной базой, так как связана с обрабатываемой поверхностью 2 размером $45_{-0.50}^{+0.17}$ мм. В этом случае погрешность базирования для размера $45_{-0.50}^{+0.17}$ мм, полученного после фрезерования, равна нулю и не входит в суммарную погрешность, влияющую на точность размера. Зажим детали производится силой W .

Обрабатываемая деталь (рис. II.3, б) установлена в приспособлении нижней базовой плоскостью 1, но измерительной базой является плоскость 3, непосредственно связанная с обрабатываемой поверхностью 2 размером $25_{-0.42}^{+0.12}$ мм. В этом случае возникает погрешность базирования, определяемая следующим путем. Размер S между осью фрезы и нижней установочной базовой плоскостью 1 обрабатываемой детали является постоянным. Следовательно,

положение оси фрезы при обработке поверхности 2 остается неизменным относительно установочной базовой поверхности 1. Измерительная база 3 при фрезеровании плоскости 2 у партии деталей будет перемещаться относительно наружного диаметра фрезы в пределах допуска $0,40$ мм на размер $65_{-0,60}^{+0,20}$ мм, полученный на предыдущей операции. В данном случае допуск на размер $65_{-0,60}^{+0,20}$ мм между установочной поверхностью 1 и измерительной поверхностью 3 и определяет погрешность базирования обрабатываемой детали в приспособлении $\epsilon_{65} = 0,40$ мм. Погрешность ϵ_{65} входит в суммарную погрешность размера $25_{-0,42}^{+0,12}$ мм, получаемого при данном способе установки обрабатываемой детали в приспособлении. Следовательно, на погрешности настройки станка и обработки остается малая величина: $0,54 \div 0,40 = 0,14$ мм.

Чтобы фрезеровать поверхность 2, необходимо или устранить погрешность базирования ϵ_{65} , установив обрабатываемую деталь так, как показано на рис. 11.3, в, или изменить допуски на размеры $25_{-0,42}^{+0,12}$ и $65_{-0,60}^{+0,20}$ мм. Так как производить установку детали на рис. 11.3, в неудобно и технолог не может без согласия конструктора увеличить допуск на размер $25_{-0,42}^{+0,12}$ мм, остается одна возможность — уменьшить допуск на размер $65_{-0,60}^{+0,20}$ мм и, следовательно, уменьшить погрешность базирования.

Новый уменьшенный допуск на размер 65 мм можно найти из равенства

$$\delta_{65} = \epsilon_6 = \delta_{25} - \Delta,$$

где δ_{65} и δ_{25} — допуски на размеры 65 и 25 мм; Δ — суммарная погрешность (без учета погрешности базирования), определяемая для размера 25 мм из таблиц средней экономической точности обработки поверхностей деталей.

Вновь принятый допуск на размер 65 мм технолог проставляет на операционном эскизе и выдает рабочему для фрезерования плоскости 1 на предыдущей операции. Например, при $\Delta = 0,2$ допуск $\delta_{65} = \delta_{25} - \Delta = 0,54 - 0,2 = 0,34$. Следовательно, на операционном эскизе обрабатываемой детали должны быть проставлены размеры с допусками $25_{-0,42}^{+0,12}$ и $65_{-0,54}^{+0,20}$ мм.

Расчет приспособлений на точность. Для получения требуемой точности обрабатываемой детали в приспособлении необходимо выбрать такую схему приспособления, при которой действительные погрешности базирования ϵ_6 детали в приспособлении были бы меньше или равны допустимым значениям $\epsilon_{\text{доп}}$ погрешности базирования: $\epsilon_6 \leq \epsilon_{\text{доп}}$.

Допускаемое значение погрешностей базирования обрабатываемой детали в приспособлении ориентировочно

$$\epsilon_{\text{доп}} = \delta - \omega,$$

где δ — допуск получаемого размера детали; ω — точность обработки детали, достигаемая при выполнении данной операции.

Если отсутствуют необходимые данные о точности обработки детали при выполнении данной операции, то можно принимать среднюю экономическую точность обработки, указанную в таблицах справочников для соответствующего способа обработки*.

Действительное значение погрешностей ε_6 базирования детали в приспособлении определяют из геометрических связей в соответствии со схемой базирования.

Формулы для определения действительного значения погрешностей базирования для встречающихся схем базирования приведены в табл. II.1.

Расчетная суммарная погрешность приспособления

$$\Delta_{пр} \leq \delta - (K_1 \varepsilon_6 + \Delta_y + K_2 \omega),$$

где δ — допуск на размер обрабатываемой детали; K_1 и K_2 — коэффициенты; ε_6 — погрешность базирования этой детали; Δ_y — погрешность установки детали; ($K_1 = 0,8 \div 0,85$, $K_2 = 0,6 \div 1,0$); ω — точность обработки на размер детали при выполнении данной операции.

Значения погрешности установки можно выбирать из справочников. При установке и закреплении обрабатываемая деталь в приспособлении смещается. Величина этого смещения зависит от типа приспособления и вида зажимного устройства и не зависит от схемы базирования и способа обработки детали.

Определив погрешность базирования ε_6 и найдя по таблицам погрешность установки Δ_y детали и точность обработки ω , рассчитывают суммарную погрешность приспособления $\Delta_{пр}$, которую распределяют по отдельным составляющим звеньям размерной цепи.

Суммарная погрешность приспособления состоит из следующих погрешностей, являющихся звеньями размерной цепи:

$$\Delta_{пр} = \sum \delta_n + \delta_y + \delta_z + \delta_{\pi},$$

где δ_n — погрешность изготовления деталей приспособления; δ_y — погрешность установки приспособления на станке; δ_z — погрешность вследствие конструктивных зазоров, требуемых для посадки детали на установочные элементы приспособления; δ_{π} — погрешность перекося или смещения инструмента, возникающая вследствие неточности изготовления направляющих элементов приспособления; если направляющих элементов нет, то погрешность $\varepsilon_{\pi} = 0$.

§ II.3. Установочные детали приспособлений

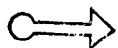
Установочные детали (опоры) приспособлений служат для установки на них базовыми поверхностями обрабатываемых деталей. Опоры разделяют на основные и вспомогательные. Основные опоры служат для базирования детали в приспособлении. Они жестко закреплены в корпусе приспособления и определяют положение

* Справочник технолога машиностроителя, т. I. М., Машиностроение, 1972, с. 7.

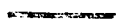
Таблица II.1

Формулы для определения величины погрешности
базирования деталей в приспособлениях

Условные обозначения (типовые случаи):



Зажимное устройство



Обрабатываемые поверхности



Упор



Основные установочные базы; опорные установочные поверхности

$\Delta_a, \Delta_b, \Delta_c, \dots$ — допуски размеров $a, b, c, \dots$;

x — радиальное биение;

$s_{\min}$ — минимальный гарантированный зазор

Схема базирования	Погрешность базирования	
	размер	наибольшая абсолютная величина
	a b	$\epsilon_a = 0$ $\epsilon_b = \Delta_c$
	a b	$\epsilon_a = \Delta_k$ $\epsilon_b = \Delta_c$
	a b c f y	$\epsilon_a = 0$ $\epsilon_b = \epsilon_c = \Delta D/2$ $\epsilon_f = \Delta 2d/2 + x$ $\epsilon_y = x$

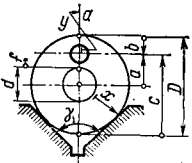
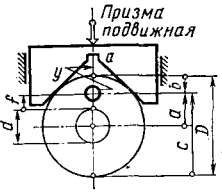
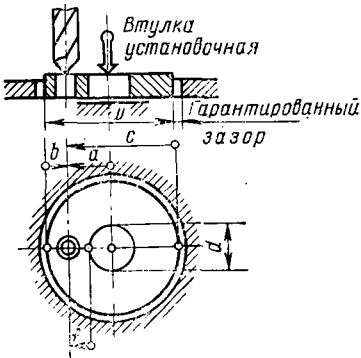
Схема базирования	Погрешность базирования	
	размер	наибольшая абсолютная величина
	a	$\epsilon_a = \frac{\Delta D}{2 \sin \frac{\gamma}{2}}$
	b	$\epsilon_b = \frac{\Delta D}{2} \left(\frac{1}{\sin \frac{\gamma}{2}} + 1 \right)$
	c	$\epsilon_c = \frac{\Delta D}{2} \left(\frac{1}{\sin \frac{\gamma}{2}} - 1 \right)$
	f	$\epsilon_f = \frac{\Delta D}{2 \sin \frac{\gamma}{2}} + \frac{\Delta d}{2} + x$
	y	$\epsilon_y = x$
 Призма подвижная	a	$\epsilon_a = \Delta D/2$
	b	$\epsilon_b = \Delta D$
	c	$\epsilon_c = 0$
	f	$\epsilon_f = (\Delta D + \Delta d)/2 + x$
	y	$\epsilon_y = x$
 Втулка установочная гарантированный зазор	a	$\epsilon_a = \epsilon_b = \epsilon_c = \Delta D$
	b	
	c	
	f	$\epsilon_f = \Delta D + \Delta d/2 + x$

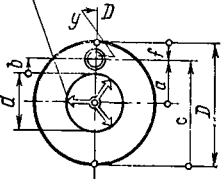
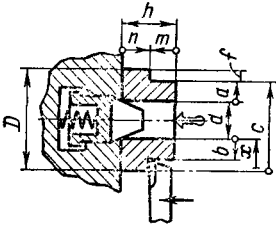
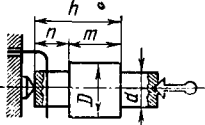
Схема базирования	Погрешность базирования	
	размер	наибольшая абсолютная величина
 Палец установочный Гарантированный зазор	a f	$\epsilon_a = \epsilon_f = \Delta d$
	b c	$\epsilon_b = \epsilon_c = \Delta d + \Delta D/2 + x$
 Самоцентрирующее устройство: цанга, патрон и т.п.	a b c f ψ	$\epsilon_a = 0$ $\epsilon_b = \Delta d/2$ $\epsilon_c = \epsilon_f = \Delta D/2 + x$ $\epsilon_y = x$
	a b f c n m	$\epsilon_a = 0$ $\epsilon_b = \Delta d/2$ $\epsilon_f = \epsilon_c = \Delta D/2 + x$ $\epsilon_n = 0$ $\epsilon_m = \Delta h$
	D d m n h	$\epsilon_D = 0$ $\epsilon_d = 0$ $\epsilon_m = 0$ $\epsilon_n = \Delta_{II}$ $\epsilon_h = \Delta_{II}$

Схема базирования	Погрешность базирования	
	размер	наибольшая абсолютная величина

$\Delta_{\text{ц}}$ — просадка центров					
Наиболь- ший диа- метр цент- рового гнезда, мм	1; 2; 2,5	4; 5; 6	7,5; 10	12,5; 15	20; 30
Просадка центров $\Delta_{\text{ц}}$, мм	0,11	0,14	0,18	0,21	0,25
D	$\epsilon_D = 0$				
d	$\epsilon_d = 0$				
m	$\epsilon_m = 0$				
n	$\epsilon_n = 0$				
h	$\epsilon_h = 0$				

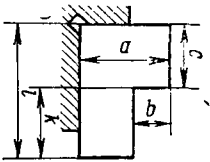
D	$\epsilon_D = s_{\text{min}} + \Delta_B + \Delta_A$
d	$\epsilon_d = s_{\text{min}} + \Delta_B + \Delta_A$
h	$\epsilon_h = s_{\text{min}} + \Delta_B + \Delta_A$

Оправка со свободной посадкой

n	0
m	0

Разжимная или жесткая оправка с натягом

D	$\epsilon_D = 0$
d	$\epsilon_d = 0$
h	$\epsilon_h = 0$
m	$\epsilon_m = \Delta_{\text{ц}}$
n	$\epsilon_n = 0$

Схема базирования	Погрешность базирования	
	размер	наибольшая абсолютная величина
	b	$\varepsilon_b = \Delta_a$
	k	$\varepsilon_k = \Delta_l$
	c	$\varepsilon_c = 0$

обрабатываемой детали в рабочей зоне станка относительно режущего инструмента. Для правильной ориентации детали в приспособлении число основных опорных точек должно быть равным шести (правило шести опорных точек).

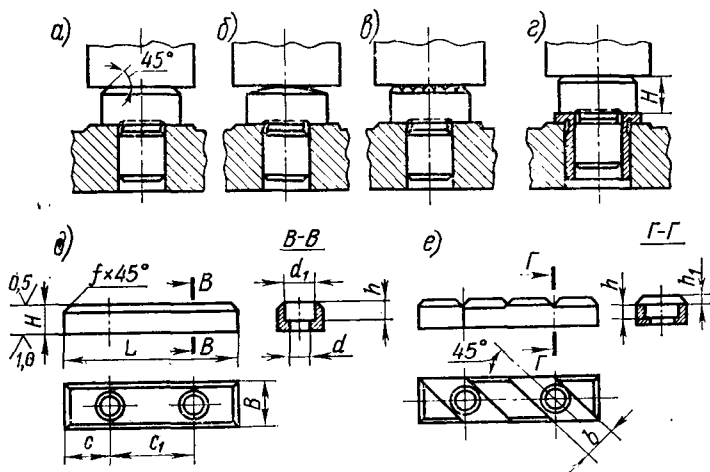


Рис. 11.4. Опорные штыри (а—г) и опорные пластины (д—е):
 $H, h, h_1, L, B, b, c, c_1, d, d_1$ — размеры, выдерживаемые при изготовлении пластин

Вспомогательные опоры применяют не для базирования, а для повышения устойчивости и жесткости обрабатываемой детали в приспособлении при обработке. Их индивидуально подводят к детали и закрепляют, таким образом они превращаются в дополнительные жесткие опоры.

Основные опоры. Они используются в виде штырей, пластин, призм, пальцев и т. д. Опорные штыри (ГОСТ 13440—68 и 13441—68) для установки деталей изготавливают с плоской, сферической и насеченной головками (ГОСТ 13442—68). Детали с обработанными

ми базовыми поверхностями устанавливают в приспособлении на штыри с плоской головкой (рис. II.4, а). Детали с необработанными базовыми поверхностями устанавливают на штыри со сферической или насеченной головкой (рис. II.4, б, в). Штыри можно устанавливать в стальные закаленные переходные втулки, запрессованные в отверстия корпуса (рис. II.4, г). Корпуса с переходными втулками обеспечивают быструю замену износившихся штырей без обработки отверстия корпуса под новый штырь.

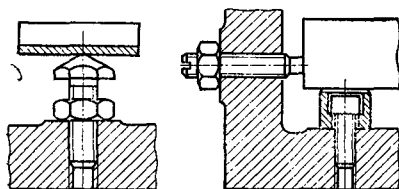


Рис. II.5. Винтовые регулируемые опоры приспособлений

Опорные пластины (ГОСТ 4743—68) применяют двух типов: плоские (рис. II.4, д) и с наклонными пазами (рис. II.4, е). Детали больших размеров с обработанными базовыми плоскостями устанавливают на пластины, детали небольших и средних размеров — на штыри. Следовательно, выбор типа основных жестких опор зависит от габаритных размеров и вида базовых поверхно-

стей обрабатываемых деталей. Количество опор и их расположение в корпусе зависят от габаритных размеров и формы обрабатываемых деталей, величины сил резания и точек их приложения.

Регулируемые винтовые опоры (рис. II.5) применяют как основные или вспомогательные при установке деталей. Эти опоры изготовляют по ГОСТ 4084—68, 4085—68 и 4086—68.

Вспомогательные опоры (самоустанавливающиеся и подводящие). Их применяют вместе с основными опорами для повышения жесткости и устойчивости детали в приспособлении при ее обработке на станке.

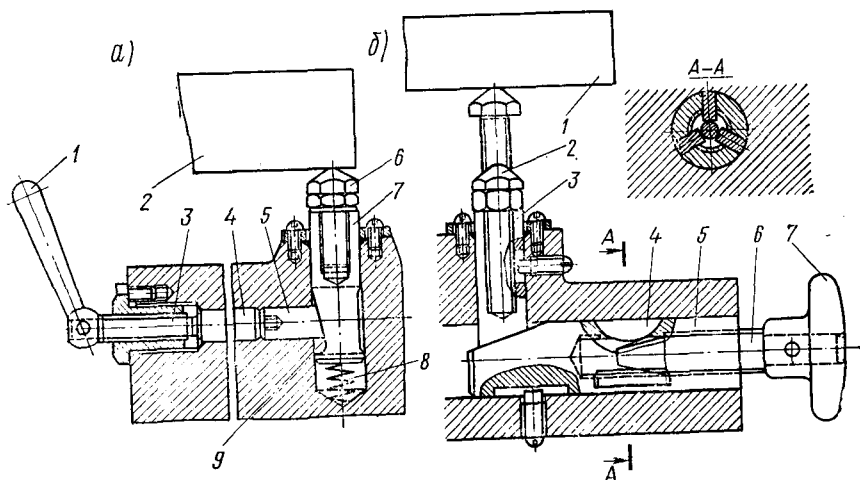


Рис. II.6. Вспомогательные одноточечные опоры приспособлений

На рис. II.6, *а* показана самоустанавливающаяся одноточечная опора (ГОСТ 13159—67). Под действием пружины 8 плунжер 7 с винтом 6 подводится к установочной поверхности обрабатываемой детали 2. Плунжер 7 закрепляется при повороте рукоятки 1 винтом 3 и двумя пальцами 4 и 5. Скошенный вырез 9 на плунжере ограничивает его подъем. На рис. II.6, *б* показана подводимая одноточечная клиновидная вспомогательная опора. Нажимая на рукоятку 7, перемещают клин 5 влево и скошенный его конец поднимает плунжер 3 с регулируемым винтом 2 до соприкосновения головки винта с базовой поверхностью обрабатываемой детали 1. Плунжер с винтом 2 после подвода к детали закрепляется клином при вращении рукоятки и винта 6, который, перемещаясь влево, конусным концом раздвигает три шпонки 4 и стопорит клин 5.

При механизации и автоматизации приспособлений перемещение вспомогательных опор в них производится механизированным приводом.

Установочные опорные призмы.

Это основные опоры приспособлений, применяют их для установки деталей наружными цилиндрическими поверхностями. Призму (рис. II.7, *а*), изготовленную по ГОСТ 12195—66, применяют для установки небольших, а призму с выемкой (рис. II.7, *б*) — длинных или ступенчатых валов. На призму устанавливают детали с необработанными (рис. II.7, *б*) или обработанными (рис. II.7, *а*) базовыми поверхностями. Рабочие поверхности призм располагают относительно друг друга под углом α , равным 60, 90 и 120°. Для точной установки призм на корпусе приспособления применяют контрольные штифты 1, призмы крепятся к корпусу винтами 2. Рабочие поверхности и основание призмы обрабатывают весьма точно. Основными размерами призмы являются B , C , H , h , принимаемые конструктивно, и угол α . Размер C нужен для разметки и ее черновой обработки, а размеры H и h — для окончательного контроля призмы.

Расстояние H между осью вала, установленного в призме, и основанием призмы изменяется в зависимости от допуска на диаметр D вала и угла α ; зависимость между размерами C , H и h при $\alpha = 90^\circ$

$$H = h + 0,707D - 0,5C.$$

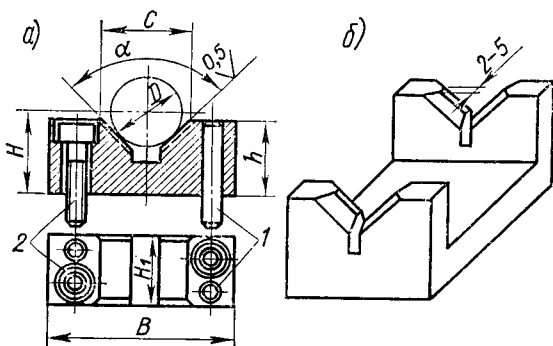


Рис. II.7. Установочные призмы

Предельно допустимая нагрузка на призму по условиям контактной прочности $[H^* \text{ (кгс)}]$

$$Q = 0,7bD,$$

где b — длина контакта заготовки детали с призмой, мм; D — диаметр заготовки детали, мм.

На рис. II.8 приведены способы установки на призму валов для фрезерования лыски, причем размер до лыски задан от различных измерительных баз: 1) верхней образующей вала (линией), связанной с обрабатываемой поверхностью размером h_1 (рис. II.8, а); 2) нижней образующей вала, связанной с обрабатываемой поверхностью размером h_2 (рис. II.8, б); 3) осью вала, связанной с обрабатываемой поверхностью размером h (рис. II.8, в). Во всех трех случаях валы установлены в призме наружной цилиндрической поверхностью (вспомогательной базой), поэтому для размеров h_1 , h_2 ,

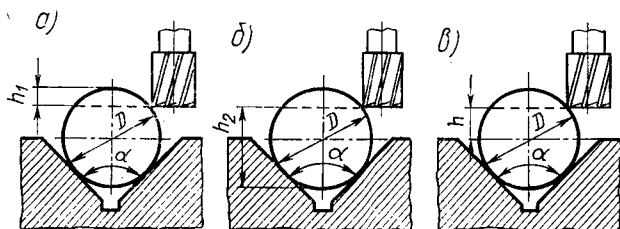


Рис. II.8. Схемы для определения погрешностей базирования валов при их установке в призме

h вследствие несовпадения установочной и измерительной баз получают погрешности базирования, величина которых зависит от допуска δ_D на наружный диаметр валов и от угла α призмы. Определим эти погрешности базирования, возникающие при установке партии обрабатываемых валов на призму.

На рис. II.9 дана схема, объясняющая причины появления погрешностей базирования при последовательной установке в призму обрабатываемых валов с наибольшим D_1 и наименьшим D_2 предельными размерами. Определим расстояния Δh_1 между верхними точками предельных диаметров валов, Δh_2 — между нижними точками предельных диаметров и Δh — между их осями. Указанные расстояния и являются погрешностями базирования соответствующих размеров валов при установке по схеме, изображенной на рис. II.8.

Из геометрических построений определим величины погрешностей базирования:

$$\Delta h_1 = \varepsilon_{\delta h_1} = AB_1 - AB_2 = \left[\frac{D_1}{2} + \frac{D_1}{2 \sin (\alpha/2)} \right] -$$

* В Международной системе единиц $1 \text{ Н} = 1 \text{ кг} \cdot \text{м} / \text{с}^2$. При переводе из системы МКГСС в СИ $1 \text{ кгс} = 9,8 \approx 10 \text{ Н}$.

$$-\left[\frac{D_2}{2} + \frac{D_2}{2 \sin(\alpha/2)}\right] = \frac{(D_1 - D_2)[1 + \sin(\alpha/2)]}{2 \sin(\alpha/2)} =$$

$$= \frac{\Delta D [1 + \sin(\alpha/2)]}{2 \sin(\alpha/2)} = \Delta DK_1;$$

$$\Delta h_2 = \varepsilon_{\delta h 2} = \Delta D [1 - \sin(\alpha/2)] / [2 \sin(\alpha/2)] = \Delta DK_2;$$

$$\Delta h = \varepsilon_{\delta h} = \Delta D / [2 \sin(\alpha/2)] = \Delta DK.$$

В приведенных формулах

$$K_1 = \frac{1 + \sin(\alpha/2)}{2 \sin(\alpha/2)}; \quad K_2 =$$

$$= \frac{1 - \sin(\alpha/2)}{2 \sin(\alpha/2)}; \quad K = \frac{1}{2 \sin(\alpha/2)}.$$

Подставив соответствующие значения угла α призмы, найдем числовые величины коэффициентов K . Так, $K_1 = 1,21$; $K_2 = 0,21$; $K = 0,7$ для $\alpha = 90^\circ$. Следовательно, погрешности базирования:

$$\varepsilon_{\delta h 1} = \Delta DK_1 = \Delta D \cdot 1,21; \quad \varepsilon_{\delta h 2} =$$

$$= \Delta DK_2 = \Delta D \cdot 0,21;$$

$$\varepsilon_{\delta h} = \Delta DK = \Delta D \cdot 0,7.$$

Установочные пальцы. Их подразделяют на постоянные (рис. II.10, а) — цилиндрические (ГОСТ 12209—66) и срезанные (ГОСТ 12210—66), сменные (рис. II.10, б) — цилиндрические (ГОСТ 12211—66) и срезанные (ГОСТ 12212—66).

Установочные пальцы служат для установки на них одним или двумя отверстиями обрабатываемых деталей. При установке детали 1 на высоком пальце 2 (рис. II.11, а) основной базовой поверхностью является отверстие детали (имеющей четыре опорных точки), а вспомогательной базой — торец 3 (одна опорная точка); деталь имеет одну степень свободы вращения на пальце.

Когда за основную базу принимают торец детали 1, то ее устанавливают на низком пальце 2 (рис. II.11, б), где основной базой является торец детали 3 (три опорных точки) и вспомогательной базой — отверстие 4 (две опорных точки).

На рис. II.12, а показана схема установки детали 1 в приспособлении нижней плоскостью на пластины 2 и отверстием на срезанный палец 3 с упором в торец. Чтобы обеспечить установку всех обрабатываемых деталей нижней плоскостью на опорные пластины 2 приспособления, применяют срезанный палец 3, кото-

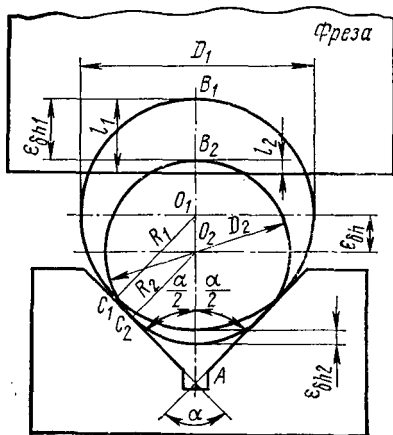


Рис. 119. Схема для определения погрешностей базирования валов, устанавливаемых цилиндрической поверхностью на призму

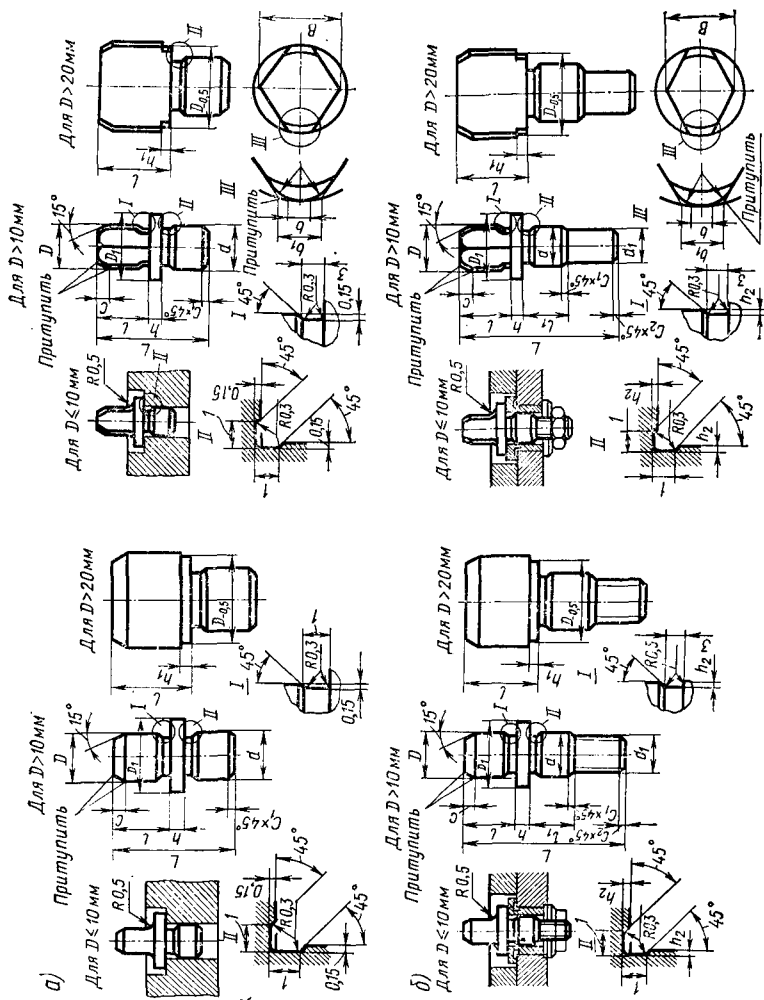


Рис. II.10. Пальцы установочные постоянные и сменные

рый увеличивает зазор между пальцем и отверстием детали в направлении размера L между плоскостью и осью отверстия.

На рис. II.12, б дана схема установки шатуна 1 в приспособлении плоскостью (три опорных точки) и двумя отверстиями на два низких пальца — цилиндрический и срезанный (две и одна точка). Срезанный палец 2 применяют для уменьшения влияния колебаний размера между осями отверстий обрабатываемых деталей на точность их установки в приспособлении.

Рассмотрим установку детали отверстиями на два пальца — цилиндрический и срезанный. Срезанный палец (рис. II.13) позво-

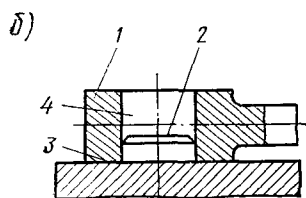
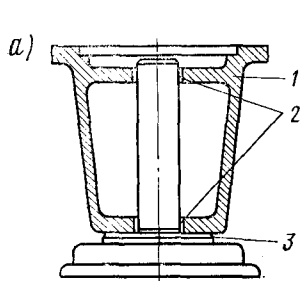


Рис. II.11. Схемы установки детали отверстием на высоком (а) и на низком (б) пальцах приспособления

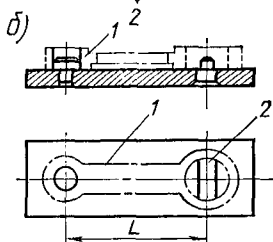
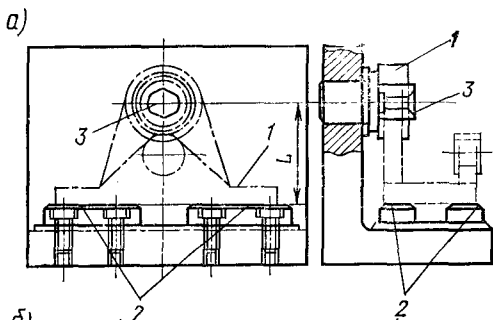


Рис. II.12. Схемы установки детали нижней плоскостью на пластины и отверстием на срезанный палец (а) и плоскостью и двумя отверстиями на двух низких пальцах (б)

ляет увеличить зазор между ним и отверстием детали в направлении размера L между осями пальцев. Увеличенный зазор необходим для компенсации допустимых отклонений размера между осями отверстий обрабатываемых деталей. При отсутствии среза на одном из установочных пальцев часть обрабатываемых деталей не могла бы быть установлена на них, так как величина допуска на линейный размер между осями отверстий почти всегда больше, чем сумма зазоров между отверстиями и двумя установочными пальцами.

Определим размер увеличенного зазора между отверстием детали и срезанным пальцем (рис. II.13). Примем следующие обозначения (мм): $s_{1\min}$ — минимальный зазор в сопряжении первого отверстия с цилиндрическим пальцем; $s_{2\min}$ — минимальный зазор между вторым отверстием детали и установочным пальцем в несре-

занной его части; x — увеличенный зазор между отверстием детали и установочным пальцем в направлении размера — между осями пальцев; b — хорда цилиндрического участка срезанного пальца, расположенная параллельно размеру между осями пальцев; d — диаметр цилиндрической части срезанного пальца; D — размер срезанного пальца; L — номинальный размер между осями двух отверстий детали и установочных пальцев приспособления; D_1 — диаметр отверстий в детали.

Из треугольника O_2BC (рис. II.13) найдем $(O_2E + EC)^2 = O_2B^2 + (BA + AC)^2$. Из треугольника O_2BA получим $O_2B^2 = O_2A^2 - AB^2$;

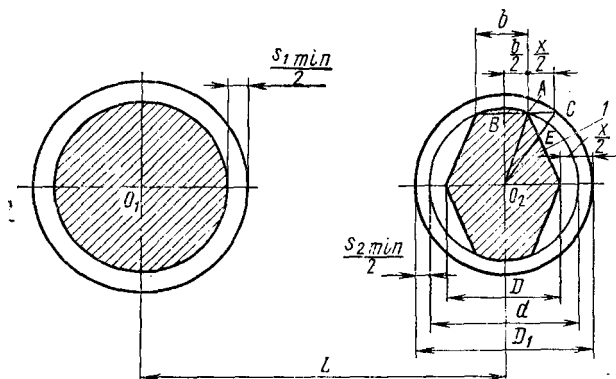


Рис. II.13. Схема для определения увеличенного зазора между отверстием детали и срезанным пальцем при установке детали отверстиями на два пальца

заменим буквенные обозначения отрезков их значениями, данными на рисунке:

$$\begin{aligned}(O_2E + EC)^2 &= O_2A^2 - AB^2 + (BA + AC)^2; \\ (d/2 + S_{2\min}/2)^2 &= d^2/4 - b^2/4 + (b/2 + x/2)^2 = \\ &= d^2/4 + 2(d/2)(s_{2\min}/2) + s_{2\min}^2/4 = d^2/4 - b^2/4 + \\ &+ b^2/4 + 2(b/2)(x/2) + x^2/4.\end{aligned}$$

Сокращая в равенстве одинаковые члены и опуская величины $s_{2\min}^2/4$ и $x^2/4$, так как они весьма малы, определим из полученного равенства увеличенный зазор:

$$x = s_{2\min} d/b.$$

Следовательно, чем меньше цилиндрический участок b срезанного пальца, тем больше зазор x между срезанным пальцем и отверстием обрабатываемых деталей.

Однако применение срезанных пальцев с небольшой хордой b , цилиндрического участка приводит к быстрому износу пальцев и уменьшению точности установки деталей в приспособлении.

Возможность установки всех обрабатываемых деталей на цилиндрический и срезанный пальцы определяется уравнением

$$\delta_o + \delta_h \leq x + s_{1 \min} \leq s_{2 \min} (d, b) + s_{1 \min},$$

где δ_o — допуск на размер между осями базовых отверстий детали;
 δ_h — допуск на размер между осями установочных пальцев.

Из приведенного уравнения определим хорду цилиндрического участка срезанного пальца:

$$b \leq s_{2 \min} d (\delta_o + \delta_h - s_{1 \min}).$$

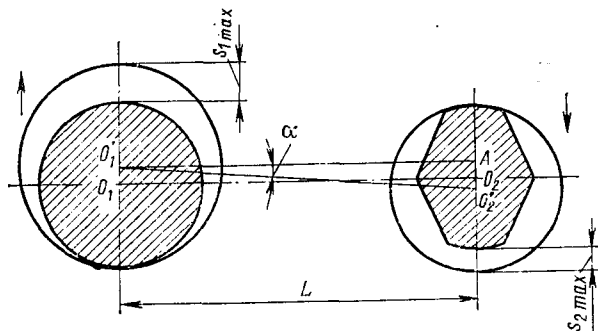


Рис. II.14. Схема для определения угла поворота α детали при установке отверстиями на два пальца относительно оси O_1O_2

Определим угол α поворота детали (рис. II.14) относительно оси O_1O_2 при ее установке по плоскости и отверстиями на цилиндрический и срезанный пальцы приспособления. Предположим, что зазоры в сопряжениях отверстий детали с пальцами получились максимальными. Из рис. II.14 имеем:

$$O_2A = O_1O_1' = s_{1 \max}/2; \quad O_2O_2' = s_{2 \max}/2;$$

$$O_2'A = (s_{1 \max} + s_{2 \max})/2.$$

Из треугольника $O_2'O_1'A$ находим

$$(s_{1 \max} + s_{2 \max})/(2L) = \operatorname{tg} \alpha,$$

где $s_{1 \max}$ — максимальный радиальный зазор между цилиндрическим пальцем и отверстием детали, мм; $s_{2 \max}$ — максимальный радиальный зазор между срезанным пальцем и отверстием детали, мм; α — угол поворота детали, град.

ЗАЖИМНЫЕ УСТРОЙСТВА ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

§ III.1. Закрепление деталей и расчет сил зажима

Выбрав способ установки (базирования) детали и разместив установочные элементы в приспособлении, определяют величину, место приложения и направление сил для зажима обрабатываемой детали.

Зажимные устройства приспособлений должны удовлетворять определенным требованиям:

1) при зажиме не изменять первоначально заданное положение обрабатываемой детали в приспособлении;

2) сила зажима должна обеспечивать надежное закрепление детали и не допускать сдвига, поворота или вибраций детали при обработке на станке;

3) в основном работать от механизированных приводов.

Выбрав конструкцию зажимных устройств, подбирают конструкцию привода для их перемещения при зажиме и разжиме детали в приспособлении. Величину сил зажима и их направление определяют в зависимости от сил резания и их моментов, действующих на обрабатываемую деталь. При закреплении недостаточно жестких деталей точки приложения сил зажима должны размещаться над опорами или возможно ближе к опорам, при закреплении жестких деталей — между опорами приспособления.

Величину сил зажима детали в приспособлении можно определять, решив задачу статики на равновесие твердого тела, находящегося под действием всех приложенных к нему сил и моментов, возникающих от этих сил*, — резания и других, стремящихся сдвинуть установленную деталь (силы веса, инерционные центробежные), зажима и реакции опор.

Величину сил резания и их моментов определяют по формулам теории резания металлов или выбирают по нормативным справочникам**. Найденное значение сил резания для надежности зажима детали умножают на коэффициент запаса $K=1,4 \div 2,6$ (при чистовой обработке $K=1,4$, при черновой $K=2,6$).

Величина коэффициента зависит от условий обработки детали на станке:

$$K = K_0 K_1 K_2 K_3 K_4 K_5,$$

где $K_0=1,5$ — гарантированный коэффициент запаса при всех случаях обработки; K_1 — коэффициент, зависящий от вида поверхности детали (необработанная или обработанная); K_2 — коэффициент, учитывающий увеличение силы резания при затуплении режу-

* Совместно решаются шесть уравнений статики, в которых алгебраические суммы проекций всех сил на каждую из координатных осей и моменты сил относительно этих осей приравнены нулю.

** Справочник технолога-машиностроителя, т. 2. М., Машиностроение, 1972.

щего инструмента; K_3 — коэффициент, учитывающий увеличение силы резания при обработке прерывистых поверхностей на детали; K_4 — коэффициент, учитывающий постоянство силы зажима, развиваемой силовым приводом приспособления; K_5 — коэффициент, учитываемый при наличии моментов, стремящихся повернуть обрабатываемую деталь вокруг ее оси.

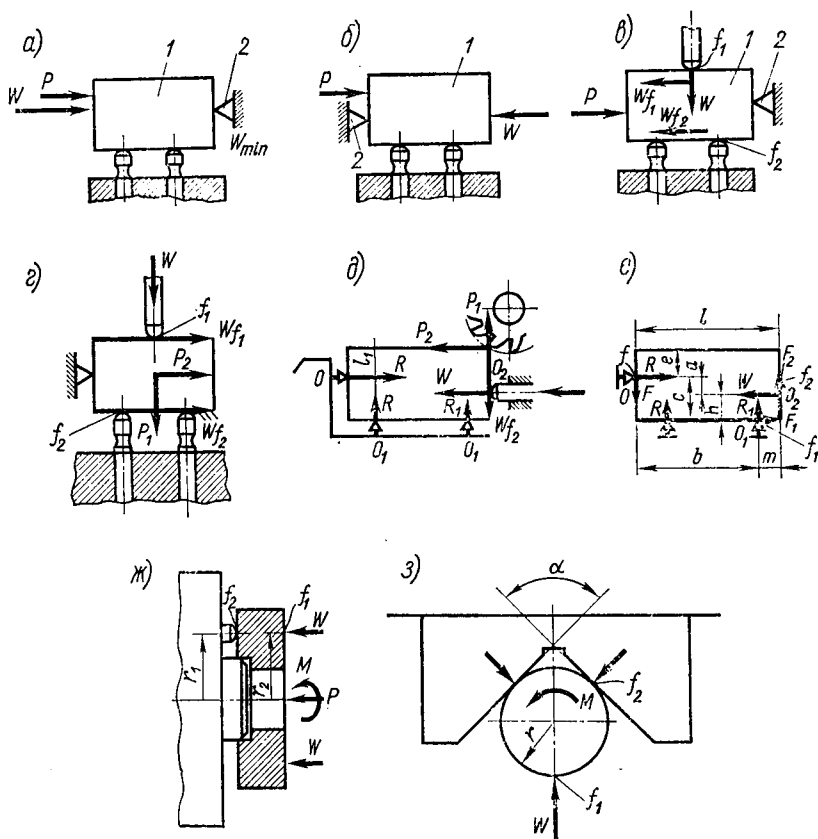


Рис. III.1. Различные варианты взаимодействия сил резания и сил зажима на деталь, установленную в приспособлении

Рассмотрим несколько вариантов действия на обрабатываемую деталь сил резания, зажима и их моментов.

Первый вариант (рис. III.1, а). Сила зажима W , приложенная к обрабатываемой детали 1 и сила резания P одинаково направлены и прижимают деталь к опоре 2 приспособления. При этом требуется минимальная сила зажима $W_{\min}$.

Второй вариант (рис. III.1, б). Сила зажима W и сила резания P действуют на обрабатываемую деталь 1 в противополож-

ных направлениях; требуемая сила зажима

$$W = KP.$$

Третий вариант (рис. III.1, в). Сила зажима W и сила резания P действуют на обрабатываемую деталь во взаимно перпендикулярном направлении. Силе резания P противодействуют силы трения между нижней базовой плоскостью детали и опорными штырями приспособления и между верхней плоскостью детали и зажимными элементами. При этом требуемая сила зажима

$$W f_1 + W f_2 = KP,$$

откуда

$$W = KP / (f_1 + f_2),$$

где f_1 и f_2 — коэффициенты трения между деталью и установочными зажимными элементами приспособления. При $f_1 = f_2 = 0,1$ сила зажима $W = 5 KP$.

Четвертый вариант (рис. III.1, г). Сила зажима W прижимает деталь к опорам, при этом одна сила резания P_1 имеет одно направление с силой зажима и прижимает деталь к нижним опорам, а вторая сила резания P_2 действует в направлении, перпендикулярном силе зажима. Смещению детали в приспособлении препятствуют силы трения, возникающие на плоскостях контакта детали с установочными и зажимными элементами приспособления. Величину силы зажима определяют из соотношения

$$P_2 < (W + P_1) f_2 + W f_1,$$

а с учетом коэффициента запаса ($K > 1$)

$$W = (KP_2 - P_1 f_1) / (f_1 + f_2).$$

Пятый вариант (рис. III.1, д, е). Обрабатываемая деталь зажимается горизонтально действующей силой зажима W . Расстояние между силой зажима и силой реакции от бокового упора выбирают таким, чтобы обрабатываемая деталь надежно была прижата к установочным опорам приспособления. На деталь, зажатую в приспособлении, действуют сила зажима W , силы реакции R_1 и R от установочных и зажимных опор и силы трения F , F_1 и F_2 между поверхностями детали, установочными и зажимными элементами приспособления.

Приравнивая сумму моментов относительно точки O нулю, найдем силу

$$W = [R_1 (b + f_1 c)] / (a - f_2 e).$$

Шестой вариант (рис. III.1, д, е). При обработке детали фрезой на нее действуют силы резания P_1 и P_2 . Величину силы зажима с учетом сил резания найдем, приравнивая сумму моментов всех сил относительно точки O нулю:

$$W a + W f_2 l - K P_2 e - K P_1 l = 0,$$

откуда

$$W = [K(P_2e + P_1l)] / (a + f_2l),$$

где K — коэффициент запаса.

Седьмой вариант (рис. III.1, ж). Обрабатываемую деталь выточкой устанавливают на центрирующий жесткий палец приспособления и левой плоскостью прижимают к трем опорным штырям несколькими прихватами. При обработке на деталь действуют сдвигающий момент M и осевая сила P . Обрабатываемая деталь удерживается от смещения силами трения, возникающими между поверхностями установочных и зажимных элементов приспособления. В этом случае силу зажима W определяют из равенства

$$KM = f_1Wr_2 + f_2Wr_1 + f_2Pr_1,$$

откуда

$$W = (KM - f_2Pr_1) / (f_1r_2 + f_2r_1).$$

При той же установке, но небольшой тангенциальной жесткости зажима, силы трения между деталью и прихватом не учитываются:

$$KM = f_2Wr_1 + f_2Pr_1,$$

откуда

$$W = (KM - f_2Pr_1) / (f_2r_1).$$

Восьмой вариант (рис. III.1, з). Обрабатываемая деталь наружной цилиндрической поверхностью установлена в призме с углом $\alpha = 90^\circ$ и зажата силой W . Повороту детали около ее оси противодействуют силы трения, возникающие на поверхностях контакта детали с установочными и зажимными элементами приспособления. Без учета трения на торце детали

$$KM = Wf_1r + Wf_2r [1/\sin(\alpha/2)],$$

откуда

$$W = \frac{KM}{f_1r + f_2r/\sin(\alpha/2)}.$$

Девятый вариант (рис. III.2, а). Рассмотрим действие двух сил резания P_z и P_x на обрабатываемую деталь 1, зажатую в трехкулачковом патроне станка; сила резания P_z создает момент

$$M_{\text{рез}} = P_z r_1,$$

который стремится повернуть обрабатываемую деталь вокруг ее оси, а сила P_x — переместить обрабатываемую деталь вдоль ее оси. Суммарная сила зажима обрабатываемой детали тремя кулачками патрона

$$W_{\text{сум}} fr = KM_{\text{рез}} = KP_z r_1,$$

откуда

$$W_{\text{сум}} = KM_{\text{рез}} / (fr) = KP_z r_1 / (fr),$$

где $K=1,4 \div 2,6$ — коэффициент запаса; $M_{\text{рез}}$ — момент от силы резания P_z ; f — коэффициент трения между поверхностями детали и кулачков (зависит от вида поверхности кулачков); r — радиус обрабатываемой части детали, зажатой кулачками, мм; r_1 — радиус обработанной части детали, мм.

Тогда сила зажима деталей одним кулачком патрона [Н(кгс)]

$$W = W_{\text{сум}}/z,$$

где z — число кулачков патрона.

Величину $W_{\text{сум}}$ проверяют на возможность продольного сдвига обрабатываемой детали силой P_x по формуле

$$W_{\text{сум}}f \geq KP_x,$$

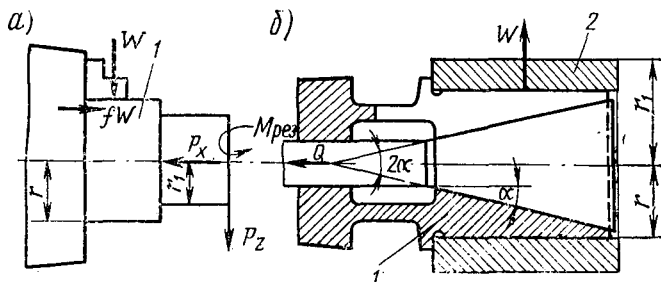


Рис. III.2. Различные варианты взаимодействия сил резания и сил зажима на деталь, установленную в патроне (а) и на цанговой оправке (б)

откуда

$$W_{\text{сум}} \geq KP_x/f.$$

Десятый вариант (рис. III.2, б). Рассмотрим действие сил резания P_z на обрабатываемую втулку 2, установленную и зажатую на цанговой оправке 1 (рис. III.2, б). Сила P_z при обработке втулки 2 создает момент резания $M_{\text{рез}}$, которому противодействует момент от силы трения $M_{\text{тр}}$ между установочной поверхностью цанги и обрабатываемой деталью.

Суммарная сила зажима $W_{\text{сум}}$ обрабатываемой детали всеми лепестками цанги

$$W_{\text{сум}}fr = KM_{\text{рез}} = KP_zr_1,$$

откуда

$$W_{\text{сум}} = KM_{\text{рез}}/(fr) = KP_zr_1/(fr).$$

Момент от силы трения

$$M_{\text{тр}} = W_{\text{сум}}fr,$$

где f — коэффициент трения между деталью и цангой.

Фактические силы зажима детали, создаваемые зажимными механизмами, должны равняться расчетным силам зажима или быть

несколько больше их. Величина фактических сил зажима детали зависит от величины исходной силы Q , привода передаточного отношения между фактической силой зажима W_{ϕ} детали и исходной силой Q для конкретного зажимного устройства приспособления. Зависимость между силами W_{ϕ} и Q определяется равенством

$$W_{\phi} = Qi_c,$$

откуда

$$i_c = W_{\phi}/Q,$$

где i_c — передаточное отношение между силами; Q — исходная сила, развиваемая рабочим или механизированным приводом, Н (кгс); W_{ϕ} — фактическая сила зажима обрабатываемой детали, Н.

§ III.2. Зажимные устройства приспособлений

Зажимные устройства приспособлений служат для зажима (закрепления) и разжима (раскрепления) деталей, обрабатываемых на станках. Эти устройства не должны изменять положение детали в приспособлении при ее закреплении и допускать ее смещение при обработке на станке.

Зажимные устройства приспособлений разделяются на простые (элементарные) и комбинированные, т. е. состоящие из нескольких простых. Простые зажимные устройства (зажимы) состоят из одного элементарного зажима; они бывают клиновые, винтовые, эксцентриковые, рычажные и т. д. Комбинированные зажимные устройства состоят из нескольких простых устройств, соединенных вместе. Их изготавливают винто-эксцентрико-рычажными и др.

В зависимости от числа ведомых звеньев зажимные устройства разделяют на одно- и многозвенные. Любое зажимное устройство приспособления включает ведущее звено, на которое действуют исходная сила и несколько ведомых звеньев, кулачков или прихватов, непосредственно зажимающих детали.

Многозвенные зажимные устройства зажимают одну деталь одновременно в нескольких местах или несколько деталей одновременно в многоместном приспособлении.

В зависимости от источника силы, требуемой для зажима детали, зажимные устройства разделяются на ручные, механизированные и автоматизированные. Ручные зажимные устройства приводит в действие непосредственно рабочий за счет мускульной силы. Механизированные зажимные устройства работают от пневматического, гидравлического или другого привода. Автоматизированные устройства перемещаются от движущихся узлов станка, шпинделя, суппорта или патронов с кулачками, на которые действуют центробежные силы вращающихся грузов патрона. При этом зажим и разжим детали производятся без участия рабочего.

Клиновой зажим. Для надежного закрепления обрабатываемой детали в приспособлении клин должен быть самотормозящийся, т. е. зажимать обрабатываемую деталь после прекращения дейст-

вия на клин исходной силы P (рис. III.3, а). Клиновые зажимы применяют в качестве промежуточного звена в сложных зажимных системах. Они позволяют увеличивать и изменять направление передаваемой силы.

При расположении передаваемых сил односкосым клиновым механизмом между силами P и Q получается зависимость, определяемая из силового многоугольника (рис. III.3, б):

$$P = Q \frac{\cos \varphi_3 \sin [\alpha \pm (\varphi_1 + \varphi_2)]}{\cos \varphi_1 \cos [\alpha \pm (\varphi_2 + \varphi_3)]};$$

знак «+» относится к закреплению клина, а знак «-» — к откреплению его.

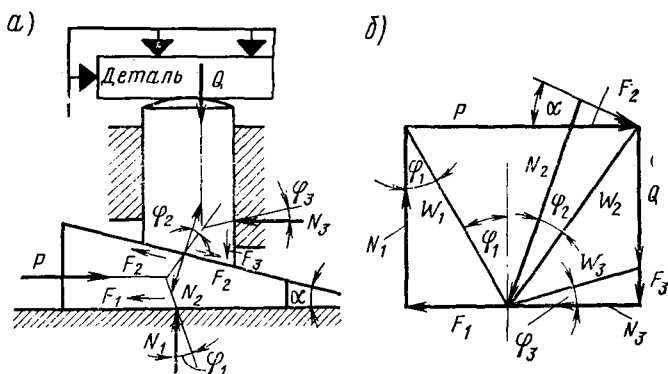


Рис. III.3. Силы, действующие в односкосом клиновом зажиме (а), и силовой многоугольник (б)

Самоторможение клина обеспечивается малыми углами α на клоне его поверхности и получается при $\alpha < \varphi_1 + \varphi_2$. На рис. III.3, а дана схема действия сил в односкосом клиновом механизме (зажиме). Кроме исходной силы P на клин действуют нормальные силы N_1, N_2 и силы трения F_1, F_2 по его боковым поверхностям. Если $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = \varphi$, то для односкосового клина при расположении передаваемой силы под прямым углом зависимость между силами P и Q выражается формулой

$$P = Q \operatorname{tg} (\alpha \pm 2\varphi).$$

Клиновые зажимы применяют в приспособлениях в сочетании с другими элементарными зажимами.

Рычажный зажим. Для определения соотношения между исходной силой Q механизированного привода и силой зажима W детали рассмотрим их действие на прямой рычаг (рис. III.4, а). Сила Q от механизированного привода действует на левый конец рычага на расстоянии l_1 от оси качания O . Сила Q поворачивает рычаг на оси около точки O , а правый конец рычага зажимает обрабатываемую деталь с силой W , находящейся на расстоянии l от точки O .

Вследствие различия плеч l_1 и l рычага, а также учитывая потери на трение на его оси при повороте, следует, что величины сил Q и W будут различными.

Реакцию на оси рычага обозначим через N . От силы N возникает сила трения N_{f0} , действующая навстречу вращению рычага.

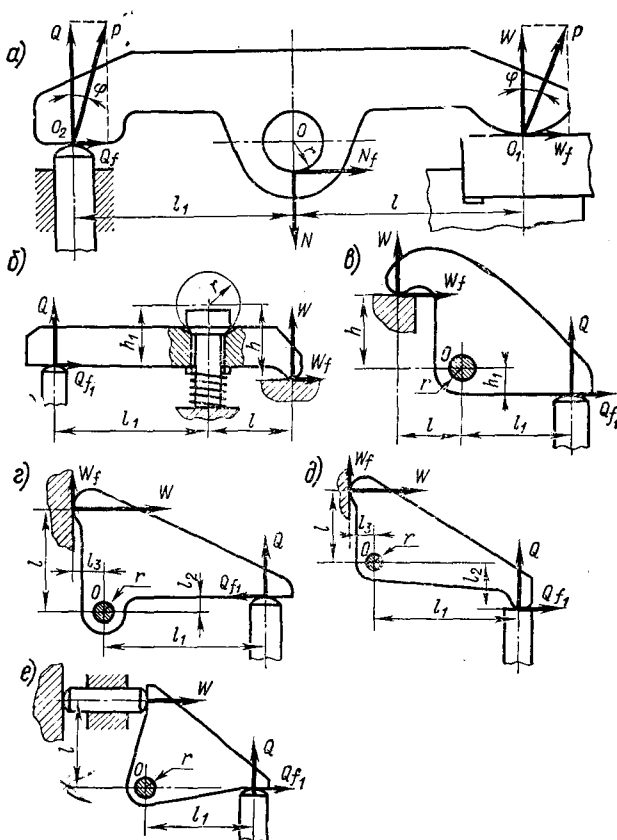


Рис. III.4. Схемы действия сил в рычажных прижмах приспособления

Для определения силы N напишем уравнение равновесия рычага относительно точки O_1 без учета силы трения:

$$M_{O_1} = Nl - Q(l_1 + l) = 0,$$

но

$$N = [Q(l_1 + l)]/l,$$

или

$$N = Q + W.$$

Для определения соотношения между исходной силой Q механизированного привода и силой зажима W детали найдем уравнение равновесия рычага относительно оси вращения O с учетом трения от силы N на его оси (рис. III.4, а):

$$M_O = Ql_1 - Nf_0r - Wl = 0,$$

откуда

$$Ql_1 = Wl + Nf_0r; \quad W = (Ql_1 - Nf_0r)/l.$$

Подставив в формулу вместо N ее значение, получим:

$$W = [Ql_1 - (Q + W)f_0r]/l = (Ql_1 - Qf_0r - Wf_0r)/l;$$

$$Wl = Ql_1 - Qf_0r - Wf_0r; \quad Wl + Wf_0r = Ql_1 - Qf_0r,$$

откуда

$$W = [Q(l_1 - f_0r)]/(l + f_0r); \quad Q = [W(l + f_0r)]/(l_1 - f_0r).$$

Передаточное отношение

$$i_c = \frac{W}{Q} = \frac{Q(l_1 - f_0r)(l + f_0r)}{W(l + f_0r)(l + f_0r)} = \frac{Q(l_1 - f_0r)^2}{W(l + f_0r)^2}.$$

Для рычагов, представленных на рис. III.4, б, в, с учетом дополнительных сил трения Qf_1 и Wf в местах действия сил при $l_1 > l$, $W \geq Q$ и $f = \text{const}$ сила

$$Q = [W(l + hf + rf_0)]/(l_1 - h_1f_1 - rf_0).$$

Для рычагов, показанных на рис. III.4, г, д, сила на штоке привода ($f = \text{const}$):

при $l_1 \geq l$

$$Q = [W(l + l_3f + 0,96rf_0)]/(l_1 - l_2f_1 - 0,4rf_0);$$

при $l_1 = l$

$$Q = [W(l + l_3f + 1,41rf_0)]/(l - l_2f_1).$$

Для рычага (рис. III.4, е):

при $l_1 \geq l$

$$Q = [W(l + 0,96rf_0)]/(l_1 - 0,4rf_0);$$

при $l_1 = l$

$$Q = [W(l + 1,41rf_0)]/l_1.$$

Винтовой зажим. Винтовые ручные зажимы находят большое применение в станочных приспособлениях вследствие их простоты и надежного закрепления обрабатываемых деталей. Недостатки винтовых зажимов: значительное вспомогательное время, необходимое для зажима и разжима детали, большая затрата рабочим мускульной силы, непостоянство силы зажима и возможность смещения детали от силы трения на торце винта.

Винтовые зажимы применяют при ручном закреплении деталей в приспособлениях, а также в приспособлениях механизированного

типа и при зажиме деталей в приспособлениях-спутниках, применяемых для деталей, обрабатываемых на автоматических линиях.

Закрепление обрабатываемых деталей винтовыми зажимами в приспособлениях производится ключами, ручками, гайками, гайками-головками, установленными на конце винта. Зажимные винты и гайки изготовляют из стали 35 и 45 с твердостью HRC 30—35 и точностью резьбы по 3-му классу.

Расчет винтовых зажимов. Сила, необходимая для зажима детали винтовым зажимом, зависит от длины рукоятки и величины приложенной к ней силы, формы зажимного торца винта и вида резьбы. Сила, приложенная на конце рукоятки 2 резьбового

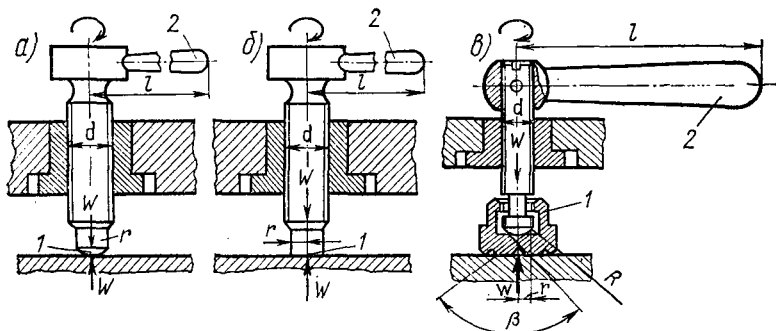


Рис. III.5. Винтовые зажимы и их расчет:

а — с рукояткой 2 и сферическим торцом 1; б — с рукояткой 2 и плоским торцом 1; в — с рукояткой 2 и башмаком 1

зажима со сферическим торцом 1 (рис. III.5, а),

$$Q = [W r_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np})] / l.$$

Сила зажима

$$W = Q l / [r_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np})].$$

Момент от силы Q , приложенной на рукоятке резьбового зажима со сферическим торцом (рис. III.5, а),

$$M_Q = Q l = W r_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}).$$

Сила, приложенная на конце рукоятки резьбового зажима с плоским торцом 1 (рис. III.5, б),

$$Q = W [r_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + 0,67 f r] / l.$$

Сила зажима

$$W = Q l / [r_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + 0,67 f r].$$

Момент от силы Q , приложенной на рукоятке резьбового зажима с плоским торцом,

$$M_Q = Q l = W [r_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + 0,67 f r].$$

Сила, приложенная на рукоятке резьбового зажима со сферическим торцом, упирающимся в конусное гнездо зажимного башмака (рис. III.5, в),

$$Q = W [r_{cp} \operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{np}) + fR \operatorname{ctg} (\beta/2)]/l.$$

Сила зажима

$$W = Ql / [r_{cp} \operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{np}) + fR \operatorname{ctg} (\beta/2)].$$

Момент от силы Q , приложенной на рукоятке резьбового зажима с башмаком,

$$M_Q = Ql = W [r_{cp} \operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{np}) + fR \operatorname{ctg} (\beta/2)].$$

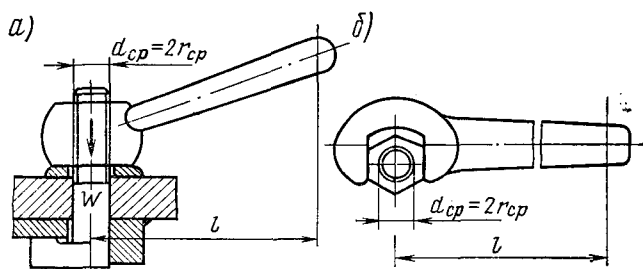


Рис. III.6. Схема для расчета силы зажима:
а — передаваемой гайкой с рукояткой; б — передаваемой гайкой с ключом

Сила, приложенная на рукоятке (рис. III.6, а) или на ключе (рис. III.6, б) резьбового зажима с гайкой,

$$Q = \left\{ W \left[r_{cp} \operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{np}) + 0,33f \frac{D_H^3 - D_B^3}{D_H^2 - D_B^2} \right] \right\} / l.$$

Момент от силы Q , приложенной на рукоятке (рис. III.6, а) или на ключе (рис. III.6, б) резьбового зажима с гайкой,

$$M_Q = Ql = W \left[r_{cp} \operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{np}) + 0,33f \frac{D_H^3 - D_B^3}{D_H^2 - D_B^2} \right].$$

Сила зажима

$$W = Ql / \left[r_{cp} \operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{np}) + 0,33f \frac{D_H^3 - D_B^3}{D_H^2 - D_B^2} \right].$$

Здесь $Q = 14 \div 20$ — искомая сила на рукоятке или ключе резьбового зажима, прикладываемая рабочим, Н (кгс); W — требуемая сила зажима винтом детали (определяется по приведенным формулам), Н (кгс); $l \approx 14 d$ — расстояние от оси винта до точки приложения силы Q (d — номинальный наружный диаметр резьбы), мм;

$r_{\text{ср}}$ — средний радиус резьбы винта, мм; $\alpha \approx 2^\circ 30' \div 3^\circ 30'$ — угол подъема винта резьбы; условие самоторможения винта, болта ($\alpha \leq 6^\circ 30'$): $\text{tg } \alpha = s / (2\pi r_{\text{ср}})$; $\varphi_{\text{пр}}$ — приведенный угол трения в резьбовой паре ($\varphi_{\text{пр}} \approx 6^\circ 40'$): $\text{tg } \varphi_{\text{пр}} = f / \cos \beta_1$, $f = 0,1 \div 0,15$ — коэффициент трения при плоском контакте двух сопрягаемых деталей (на нижнем торце гайки или винта); r — радиус цилиндрической части нижнего конца винта, мм; s — шаг резьбы, мм; R — радиус сферического конца винта в гнезде башмака, мм; $\beta \approx 120^\circ$ — угол между касательными к сферической поверхности винта в гнезде башмака, град; $f_{\text{пр}}$ — приведенный коэффициент трения:

$$f_{\text{пр}} = f / \cos \beta_1 = f / \cos 30^\circ = 1,15 f;$$

β_1 — половина угла при вершине профиля метрической резьбы при $f = 0,1$; $f_{\text{пр}} = \text{tg } \varphi_{\text{пр}} = 0,115$, откуда $\varphi_{\text{пр}} = \text{arctg } 0,115 \approx 6^\circ 40'$; $D_{\text{н}}$ — наружный диаметр опорного торца гайки, мм; $D_{\text{в}}$ — внутренний диаметр опорного торца гайки, мм.

В зависимости от требуемой силы зажима, определяемой по формуле [Н (кгс)]

$$W = 0,64 (\pi d^2 / 4) [\sigma]_{\text{p}} = 0,5 d^2 [\sigma]_{\text{p}},$$

находим номинальный наружный диаметр винта [мм]:

$$d = \sqrt{W / 0,5 [\sigma]_{\text{p}}},$$

где $[\sigma]_{\text{p}} \approx 58 \div 98$ — допускаемое напряжение на растяжение материала винта при переменной нагрузке, МПа*.

Комбинированные зажимы. К комбинированным зажимным устройствам относятся винтовые прихваты, состоящие из винтового и рычажного зажимов; эксцентриковые прихваты, состоящие из эксцентрикового и рычажного зажимов, и т. д. Рычаги прихватов для удобства установки деталей бывают передвижные и откидные. Детали прихватов в основном стандартизованы или нормализованы.

На рис. III.7, а показан один из видов нормализованных винтовых прихватов с передвижной прижимной планкой 1 и регулируемой опорой 2. Прихват применяют для крепления обрабатываемых деталей 3 с различными размерами H . При завинчивании гайки 4 планка 1 зажимает деталь 3. На рис. III.6, б дана схема действия сил при зажиме обрабатываемой детали этим винтовым прихватом. Из равенства моментов сил относительно неподвижных опор находим величину исходной силы Q , развиваемой винтом:

$$Q = [W (l_1 + l_2)] / (l_1 \eta),$$

откуда сила зажима

$$W = Q l_1 \eta / (l_1 + l_2),$$

где $\eta = 0,95$ — КПД, учитывающий потери на трение между прижимной планкой и ее опорой; при $l_1 = l_2$ и $\eta = 1$ сила $W = 0,5 Q$.

* В Международной системе единиц (СИ) $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$ или $0,1 \text{ МПа} = 1 \text{ Н/см}^2$.

На рис. III.8, *а* показан один из нормализованных винтовых прихватов с закрепленной им деталью, а на рис. III.8, *б* — схема действия сил при зажиме обрабатываемой детали 3 данным прихватом. При завинчивании винта 5 правый конец прихвата 6 поднимается, а левый опускается и зажимает деталь 3, установленную на опорах 2, запрессованных в корпус 1 приспособления. При установке детали пружина 7 поднимает прихват, удерживаемый головкой 4.

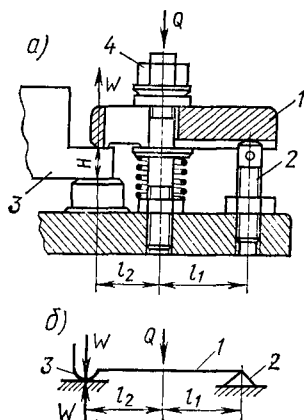


Рис. III.7. Нормализованный винтовой прихват (*а*) и схема действия сил при зажиме детали этим прихватом (*б*)

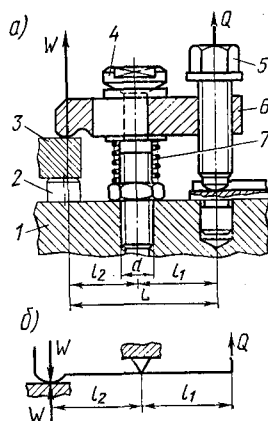


Рис. III.8. Нормализованный винтовой прихват (*а*) и схема действия сил при зажиме детали этим прихватом (*б*)

Из равенства моментов сил относительно неподвижных опор находим величину исходной силы Q , развиваемой винтовым прихватом:

$$Q = W l_2 / (l_1 \eta),$$

откуда сила зажима

$$W = Q l_1 \eta / l_2;$$

при $l_1 = l_2$ и $\eta = 1$ сила $Q = W$.

На рис. III.9, *а* показан винтовой откидной прихват, а на рис. III.9, *б* — схема действия сил при зажиме им обрабатываемой детали. При навинчивании на поворотный болт 6 звездочка 5 нажимает на откидную планку 3, в которой закреплен на оси сухарь 4, зажимающий обрабатываемую деталь 1. При свинчивании с болта звездочка перестает давить на откидную планку с сухарем и деталь разжимается. Затем болт 6 поворачивают вниз на оси 7, а планку 3 поднимают, поворачивая на оси 2, снимают обработанную деталь 1 и ставят следующую.

Величина исходной силы, развиваемая данным винтовым прихватом,

$$Q = W l_1 / (L \eta),$$

откуда сила зажима

$$W = Q L \eta / l_1,$$

где l_1 , l_2 и L — длины плеч зажимного рычага (планки).

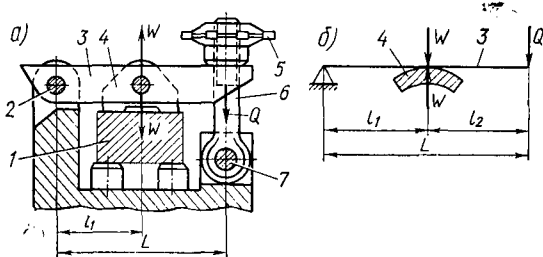


Рис. III.9. Нормализованный винтовой прихват (а) и схема действия сил при зажиме детали этим прихватом (б)

При $l_1 = 0,5 L$ и $\eta = 1$ сила $Q = 0,5 W$; $W = 2 Q$.

Из приведенных формул можно сделать вывод, что прихват, представленный на рис. III.7, использует для зажима детали лишь

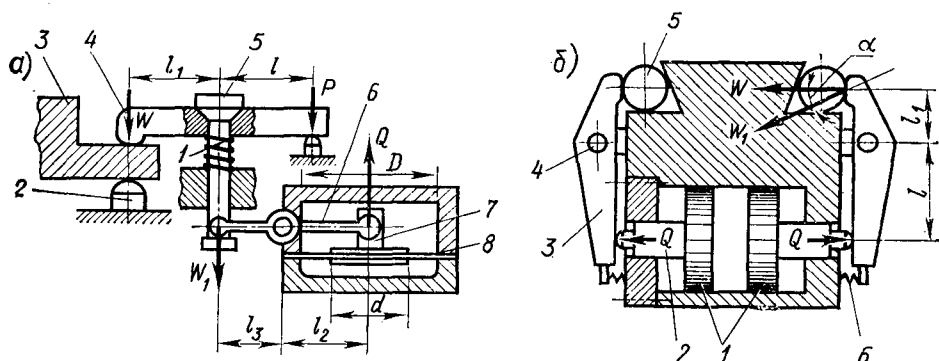


Рис. III.10. Нормализованный прихват с пневмокамерой (а) и пневматическим цилиндром (б)

половину приложенной силы Q ; прихват, показанный на рис. III.8, — всю приложенную силу Q ; прихват, данный на рис. III.9, зажимает деталь с силой W , в два раза большей, чем приложенная сила Q (при условии $l_1 = l_2$; $L = 2 l_1$ и $\eta = 1$).

На рис. III.10, а представлена схема комбинированного зажимного устройства с пневматическим приводом. При подаче сжатого воздуха в нижнюю полость пневмокамеры мембрана 8 прогибается и шток 7, жестко связанный с мембраной, поворачивая рычаг-уси-

литель 6 на оси, правое его плечо поднимает, а левое опускает. В это время рычаг 6 левым плечом опускает стержень 5 с планкой 4 и планка левым плечом зажимает деталь 3, установленную на опорах 2. При подаче сжатого воздуха в верхнюю полость пневмокамеры мембрана 8 прогибается вниз и шток 7, поворачивая рычаг-усилитель 6 на оси, перемещает правое его плечо вниз, а левое — вверх. В этом случае рычаг левым плечом поднимает стержень 5 и он прекращает нажим на планку 4 и деталь освобождается. Для удобства установки и съема деталей 3 пружина 1 поднимает прихват 4 и прижимает его к верхней головке стержня 5.

Сила зажима детали данным зажимным устройством

$$W = Q \frac{l_2}{l_3} \cdot \frac{l_1}{(l + l_1)} \eta.$$

Сила на штоке пневмокамеры

$$Q = W \left[\frac{(l_1 + l) l_3}{(l_2 l_1 \eta)} \right],$$

где l_2 и l_3 — длины плеч рычага-усилителя; l_1 и l — длины плеч прижимного рычага (планки); η — коэффициент, учитывающий трение в шарнирных соединениях и пневмокамере.

На рис. III.10, б показана схема комбинированного зажимного устройства с пневмоцилиндром. При подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость пневмоцилиндра поршни 1 со штоками 2 перемещаются от центра в разные стороны. В это время штоки поворачивают планки 3 на осях 4 и они зажимают детали 5. При подаче сжатого воздуха в штоковые полости пневмоцилиндра поршни со штоками перемещаются к центру и штоки прекращают нажим на планки. Пружины 6 поворачивают планки 3 на оси 4 и детали 5 разжимаются.

Сила зажима детали планкой

$$W = Q l \eta / l_1; \quad W_1 = Q l \eta / (l \cos \alpha).$$

Сила на штоке

$$Q = W_1 (l_1 / l) (\cos \alpha / \eta),$$

или

$$Q = W (l_1 / l) (1 / \eta).$$

Здесь l и l_1 — длины плеч планки; $\eta = 0,9$ — коэффициент потери на трение в уплотнениях поршня и штока и на осях планок; α — угол между силами зажима детали.

Эксцентрикковые зажимы. Эти зажимы являются быстродействующими, но развивают меньшую силу зажима, чем винтовые, имеют ограниченное линейное перемещение и не могут надежно работать при значительных колебаниях размеров между установочной и зажимаемой поверхностями обрабатываемых деталей данной партии. В приспособлениях применяют круглые и криволинейные эксцентрикковые зажимы.

Круглый эксцентрик (рис. III.11) представляет собой диск или валик, поворачиваемый вокруг оси O , смещенной относительно геометрической оси эксцентрика на некоторую величину e , называемую эксцентриситетом. Для надежного закрепления обрабатываемой детали эксцентрики должны быть самотормозящимися.

Круглые эксцентрики изготавливают из стали 20Х, цементируют на глубину 0,8—1,2 мм и затем закаливают до твердости HRC 55—60, а некоторые виды круглых эксцентриков выполняют по ОСТ 9061—68 и 12189—66, шлицевые — по ГОСТ 12190—66. Из теории механики известно, что условие самоторможения двух трущихся тел $\varphi \geq \alpha$, где φ — угол трения; α — угол подъема, под которым происходит трение. Следовательно, если угол подъема эксцентрика α в определенном его положении не больше угла трения φ , то эксцентрик является самотормозящимся. Самотормозящиеся эксцентрики после намагничивания обрабатываемой детали изменяют своего положения. Самоторможение эксцентриковых зажимов обеспечивается при определенном отношении его наружного диаметра D к эксцентриситету e , т. е. при условии

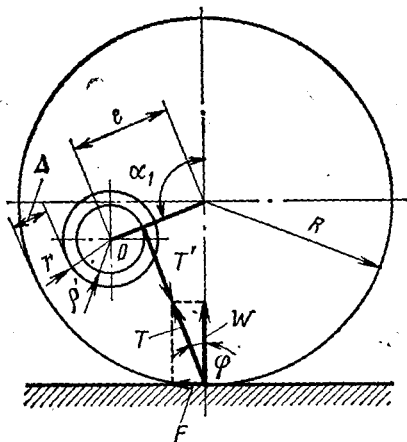


Рис. III.11. Круглый самотормозящийся эксцентрик и силы, действующие на него

14. Отношение D/e называют характеристикой эксцентрика. При расчете основных размеров круглого эксцентрика необходимы следующие величины; δ — допуск на размер обрабатываемой детали от ее установочной базы до места приложения силы зажима детали, мм; α_1' — угол поворота рукоятки эксцентрика от начального положения до момента зажима детали, град; W — сила зажима обрабатываемой детали, Н (кгс). При нет ограничения для угла поворота α_1' эксцентрика, то его триситет

$$2e = s_1 + \delta + s_2 + W/j,$$

— зазор для нормальной установки обрабатываемой детали приспособлении под эксцентрик, мм; s_2 — запас хода эксцентрикового приспособления, позволяющий его переход через мертвую точку (учитывает износ изготовления и износ эксцентрика), мм; $j \approx 118$ — жесткость упругого приспособления, МН·м (обычно кгс/см).

Коэффициент W/j характеризует увеличение расстояния между осью эксцентрика и обрабатываемой деталью вследствие упругих деформаций системы, воспринимающей усилие зажима.

Приняв $s_1=0,2\div0,4$ мм и $s_2=0,4\div0,5$ мм, получим для определения эксцентриситета [мм]:

$$e=\delta/2+W/(2f)+(0,3\div0,5).$$

При ограничении угла поворота α_1' эксцентрика (α_1' значительно меньше 180°) эксцентриситет

$$e=(s_1+\delta+W/f)/(1-\cos\alpha_1').$$

Радиус R наружной поверхности эксцентрика определяют и условия его самоторможения. Рассмотрев силы, действующие на круглый эксцентрик (см. рис. III.11), найдем, что равнодействующая сила T от сил зажима (реакции) W и силы трения F должна быть равна и направлена обратно силе реакции T' со стороны цапфы эксцентрика. Сила реакции T' находится по касательной к кругу трения радиуса ρ' . Из рисунка получим

$$(e-\rho')/R=\sin\varphi,$$

где ρ' — радиус круга трения, мм; $\varphi=6\div8$ — угол трения по Коули; $R=(e-\rho')/\sin\varphi$, мм.

При $e\leq\rho'$

$$R_{\min}=e+r+\Delta,$$

где r — радиус цапфы эксцентрика, мм; Δ — толщина перемычки, мм.

Величины ρ' и r определяют из равенства

$$\rho'=f_1 r,$$

где $f_1=0,12\div0,15$ — коэффициент трения покоя в цапфе эксцентрика.

Радиус цапфы эксцентрика можно определить, задаваясь шириной b :

$$r=W/(2b\sigma_{\text{см}}).$$

При $b=2r$

$$r=\sqrt{W/(4\sigma_{\text{см}})}.$$

Здесь b — ширина эксцентрика в месте сопряжения с шатунной (осью) (выбирают по конструктивным соображениям), мм; $\sigma_{\text{см}}=14,7\div19,6$ — допустимое напряжение на смятие, МПа ($=1,5\div2$ кгс/мм²):

$$\sigma_{\text{см}}=0,415\sqrt{WE/(RB)}.$$

Для полусухих поверхностей $\varphi=6\div8^\circ$; $f=0,18\div0,2$. Угол поворота эксцентрика, соответствующий наименее выгодному самоторможению эксцентрика положению,

$$\alpha_1'=90^\circ+\varphi.$$

Ширина рабочей части эксцентрика

$$B = 0,0175WE/(R\sigma_{см}^2),$$

где W — сила зажима детали H (кгс); $E = 1,96 \cdot 10^5$ — модуль упругости материала эксцентрика, МПа ($E = 2 \cdot 10^4$ кгс/мм²); R — радиус наружной поверхности эксцентрика, мм; $\sigma_{см} = 5,88 \cdot 10^2$ — допустимое напряжение на смятие, МПа (кгс/мм²); ($\sigma_{см} = 60$ кгс/мм²).

Размеры круглого эксцентрика e , r , R и B необходимо принимать с учетом ГОСТ 9061—68, 12189—66.

Стандартные круглые эксцентрики (ГОСТ 9061—68) имеют размеры $D = 32 \div 80$ мм и $e = 1,7 \div 3,5$ мм. Следовательно, круглые эксцентрики имеют небольшой линейный ход и их не следует применять для зажима деталей, имеющих большой допуск на размеры детали в направлении ее зажима.

Достоинство круглых эксцентриков — простота их изготовления; недостатки — изменение угла подъема α и силы зажима W при закреплении обрабатываемых деталей с большими колебаниями размеров в направлении зажима.

На рис. III.12 показан нормализованный эксцентриковый прихват для зажима деталей. Обрабатываемая деталь 3 установлена на неподвижных опорах 2 и зажата планкой 4 эксцентрикового прихвата. Эксцентрик 6 с планкой 4 после разжима детали 3 перемещается по опоре 7 вправо. Для закрепления детали применяют и криволинейные эксцентриковые зажимы.

Криволинейные эксцентрики при сравнении с круглыми имеют следующие преимущества: 1) большой угол поворота эксцентрика ($100—150^\circ$); 2) более постоянную силу зажима обрабатываемых деталей.

Сила зажима обрабатываемой детали эксцентриковым зажимом в 3—4 раза меньше, чем винтовым, при одинаковых длине рукоятки и исходной силе.

Чтобы определить зависимость между силой зажима W обрабатываемой детали и моментом на рукоятке эксцентрика после закрепления детали, рассмотрим схему, представленную на рис. III.13, а. При зажиме обрабатываемой детали эксцентриком на него действуют три силы: сила N на рукоятке, сила реакции T от

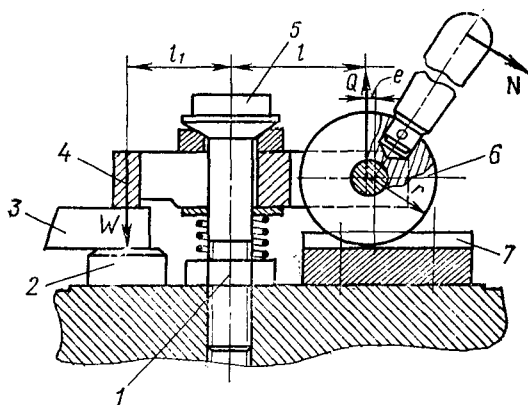


Рис. III.12. Нормализованный эксцентриковый прихват:

1 — гайка; 2 — опорные штыри; 3 — обрабатываемая деталь; 4 — прижимной прихват; 5 — винт; 6 — эксцентрик; 7 — опора эксцентрика

обрабатываемой детали и сила реакции S от цапфы (оси) эксцентрика.

Под действием этих сил эксцентриковый зажим находится в равновесии. Сила реакции T является равнодействующей силы зажима W и силы трения F . Сумма моментов всех сил, действующих относительно оси поворота эксцентрика, равна нулю:

$$Nl - We \sin \alpha' - Wf(R + e \cos \alpha') - S\rho = 0,$$

где f — коэффициент трения скольжения между поверхностью эксцентрика и обрабатываемой деталью.

Сила S примерно равна нормальной силе зажима W , т. е. $S \approx W$.

Момент на рукоятке эксцентрика

$$Nl = W [R \sin \varphi + \rho + e \sin (\alpha' + \varphi)].$$

Из выражения $R = (e - \rho) / \sin \varphi$ определим $e = R \sin \varphi + \rho$ и, подставив в формулу, получим

$$Nl = W [e + e \sin (\alpha' + \varphi)].$$

Вынеся e за скобки, получим приближенную формулу для определения момента (с точностью до 10%) на рукоятке эксцентрика:

$$Nl = We [1 + \sin (\alpha' + \varphi)],$$

где l — расстояние от точки приложения силы N на рукоятке эксцентрика до оси цапфы эксцентрика [$N = 120 \div 190$ Н ($12 \div 19$ кгс)]; e — эксцентриситет эксцентрика; α' — угол поворота эксцентрика при зажиме детали; $\varphi \approx 6^\circ$ — угол трения.

Рабочий профиль криволинейных эксцентриков изготовлен по архимедовой спирали. Криволинейные эксцентрики изготавливают из сталей 35 и 45; их наружные рабочие поверхности подвергают термической обработке до твердости HRC 55—60. Основные размеры криволинейных эксцентриков нормализованы.

На рис. III.13, б дан рычажно-эксцентриковый зажим с пневмоприводом. При подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость пневмоцилиндра поршень 1 со штоком 2 перемещается влево и шток поворачивает эксцентрик 6 около оси 7. Во время поворота эксцентрик, нажимая на горизонтальное плечо рычага 5, поворачивает его около оси 3 и вертикальное плечо рычага 5 зажимает деталь 4. При подаче сжатого воздуха в штоковую полость пневмоцилиндра поршень со штоком перемещается вправо и шток поворачивает эксцентрик против часовой стрелки, последний перестает нажимать на горизонтальное плечо рычага 5, который, поворачиваясь на оси 3, освобождает деталь от зажима.

Сила зажима обрабатываемой детали

$$W = Q \frac{l_2}{[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2] r} \cdot \frac{l_1}{l} \eta.$$

Сила на оси штока

$$Q = W [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2] r \frac{l}{l_1 l_2} \cdot \frac{1}{\eta}.$$

Здесь Q — сила на штоке поршня пневмоцилиндра; l_2 — расстояние между осью поворота и осью закрепления эксцентрика на штоке; α — угол подъема кривой эксцентрика; φ_1 — угол трения между эксцентриком и рычагом; φ_2 — угол трения на оси эксцентрика (принимают $\varphi_1 = \varphi_2 = 5^\circ 43'$); $\operatorname{tg} \varphi_2 = f_2 = 0,1$ — коэффициент трения на оси эксцентрика; $\operatorname{tg} \varphi_1$ — коэффициент трения на наружной поверхности эксцентрика; r — расстояние от оси вращения эксцентрика до точки соприкосновения его с рычагом; l_1 и l — длины плеч рычага; $\eta = 0,9$ — коэффициент, учитывающий потери на трение в уплотнениях поршня и штока.

§ III.3. Механизмы-усилители зажимных устройств приспособлений

Механизмы-усилители служат для повышения величины исходной силы механизированного привода, передаваемой зажимным устройствам приспособлений для зажима деталей. Они являются промежуточным звеном, связывающим привод с зажимным устройством приспособления, и применяются, когда для зажима обрабатываемой детали в приспособлении требуется большая сила, чем исходная сила механизированного привода.

По принципу действия механизмы-усилители станочных приспособлений разделяют на рычажные, клиновые, шарнирно-рычажные, плунжерно-клиновые, винтовые и комбинированные. Все они представляют собой сочетание ряда элементарных механизмов.

Величинами, характеризующими работу механизмов-усилителей, являются передаточное отношение i_c сил и передаточное отношение i_n перемещений точек приложения сил.

Передаточное отношение i_c представляет собой отношение силы зажима W детали в приспособлении к исходной силе Q привода:

$$i_c = W/Q,$$

откуда

$$W = i_c Q.$$

Передаточное отношение i_n представляет собой отношение перемещения s_2 точки приложения силы зажима W к перемещению s_1 точки приложения исходной силы привода Q :

$$i_n = s_2/s_1,$$

откуда

$$s_2 = i_n s_1.$$

В комбинированных механизмах-усилителях, состоящих из сочетания элементарных механизмов, передаточные отношения i_c и

i_n представляют собой произведение передаточных отношений отдельных механизмов:

$$i_c = i_{c1} i_{c2} i_{c3} i_{c4} \dots i_{cn}; \quad i_n = i_{n1} i_{n2} i_{n3} i_{n4} \dots i_{nn},$$

где $i_{c1}, \dots, i_{cn}$ — передаточные отношения сил каждого простого механизма; $i_{n1}, \dots, i_{nn}$ — передаточные отношения перемещений каждого простого механизма, входящего в комбинированный механизм-усилитель.

Сила зажима детали в приспособлении с комбинированным механизмом-усилителем

$$W = Q i_{c1} i_{c2} \dots i_{cn},$$

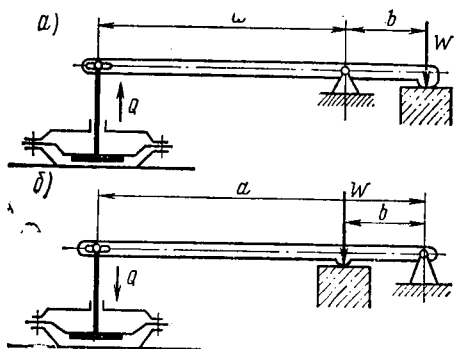


Рис. III.14. Рычажные механизмы-усилители с рычагом первого рода (а) и рычагом второго рода (б)

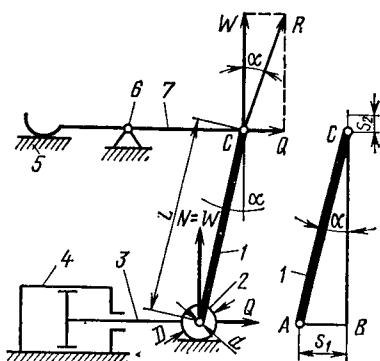


Рис. III.15. Схема однорычажного шарнирного механизма-усилителя одностороннего действия

где Q — исходная сила привода.

Рычажные механизмы-усилители. Рассмотрим две схемы рычажных усилителей (рис. III.14, а, б).

Увеличение исходной силы Q привода рычажными усилителями зависит от соотношения длин плеч рычагов.

Сила зажима детали с рычагом-усилителем первого рода (рис. III.14, а)

$$W = Q(a/b).$$

Сила зажима W детали с рычагом-усилителем второго рода (рис. III.14, б)

$$W = Q(a+b)/b,$$

где W — сила зажима детали в приспособлении, Н(кгс); Q — сила на штоке привода, Н(кгс); a и b — длины плеч рычагов.

В приведенных формулах член при Q является передаточным отношением i_c сил.

Рычажные механизмы-усилители с рычагами первого и второго рода, размеры которых ограничены габаритами приспособления, увеличивают исходную силу привода в 2—3 раза.

Однорычажные шарнирные механизмы-усилители. На рис. III.15 показана схема однорычажного шарнирного механизма-усилителя одностороннего действия в виде рычага 1 с роликом 2. Исходная сила Q , развиваемая механизированным приводом 4, через шток 3 и ролик 2 передается на рычаг 1, связанный осью с роликом 2. От ролика 2 действует сила реакции $N=W$.

Равнодействующей сил Q и N является сила R , действующая вдоль оси рычага 1. Эта сила R , приложенная на конце рычага 1 в точке C , раскладывается на две силы W и Q . При подаче сжатого воздуха в левую полость пневмоцилиндра 4 шток 3 перемещает нижний конец рычага 1 с роликом 2 вправо, а его верхний конец поворачивает рычаг 7 около неподвижной опоры 6 и левый конец рычага зажимает обрабатываемую деталь 5.

Сила зажима детали, развиваемая таким механизмом-усилителем (рис. III.15),

$$W=Q/[\operatorname{tg}(\alpha+\beta)+\operatorname{tg}\varphi_{2\text{np}}].$$

Двухрычажные шарнирные механизмы-усилители. На рис. III.16, а показаны шарнирный, а на рис. III.16, б — шарнирно-плунжерный двухрычажные механизмы-усилители одностороннего действия.

Сила Q , развиваемая пневмоцилиндром 4, через шток 3 передается рычагам 1 и 2, являющимися механизмами-усилителями одностороннего действия. При подаче сжатого воздуха в левую полость пневмоцилиндра 4 поршень 5 со штоком 3 перемещается вправо и шток поворачивает рычаги 1 и 2, приближая их к вертикальному положению. При этом рычаг 1, шарнирно связанный с рычагом 8, поворачивает его около неподвижной опоры 7 и левый конец рычага 8 зажимает обрабатываемую деталь 6.

Сила зажима, развиваемая двухрычажным шарнирным усилителем одностороннего действия (рис. III.16, а),

$$W=Q/[2\operatorname{tg}(\alpha+\beta)].$$

В двухрычажном шарнирно-плунжерном механизме-усилителе одностороннего действия с плунжером 9 (рис. III.16, б) учитываются трение в шарнирах и трение на плунжере, и сила зажима его

$$W=Q\frac{1}{2}\left[\frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha+\beta)}-\operatorname{tg}\varphi_{3\text{np}}\right].$$

На рис. III.16, в показан шарнирный, а на рис. III.16, г — шарнирно-плунжерный двухрычажные механизмы-усилители двустороннего действия, являющиеся как бы сдвоенными однорычажными механизмами-усилителями.

При подаче сжатого воздуха в левую полость пневмоцилиндра 4 поршень 5 со штоком 3 перемещается вправо и шток поворачи-

вает рычаги 1 и 2, приближая их к вертикальному положению. При этом рычаги 1 и 2 поворачивают рычаги 8 около неподвижных опор и последние зажимают деталь 6.

Суммарная сила зажима, развиваемая двухрычажным шарнирным механическим усилителем двустороннего действия (рис. III.16, в),

$$W_{\text{сум}} = Q / \operatorname{tg}(\alpha + \beta); \quad i_c = W_{\text{сум}} / Q; \quad W = W_{\text{сум}} / 2; \quad W_{\text{сум}} = 2W.$$

На рис. III.16, г показан двухрычажный шарнирно-плунжерный механический усилитель двустороннего действия. При подаче сжа-

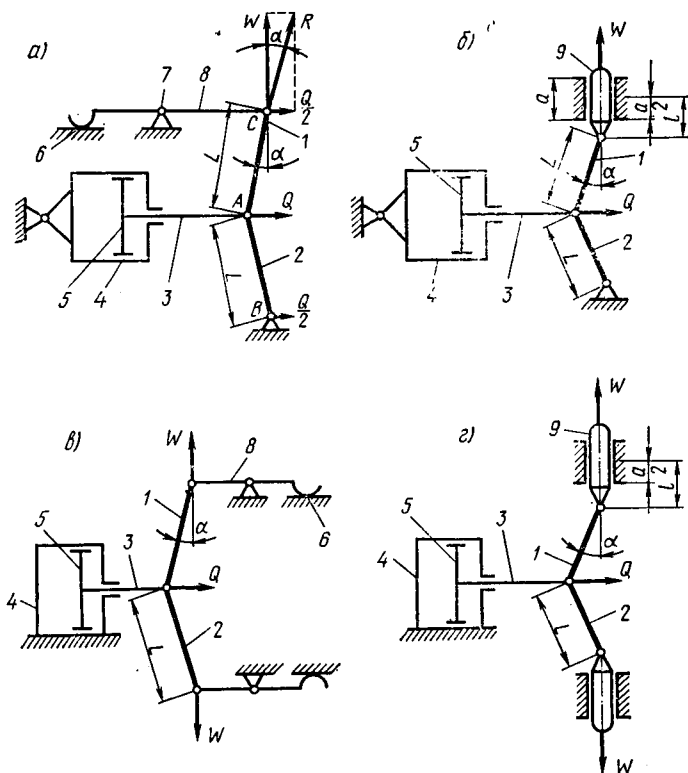


Рис. III.16. Схемы двухрычажных шарнирных механизмов-усилителей:

а, б — одностороннего действия; в, г — двустороннего действия

того воздуха в левую полость пневмоцилиндра 4 поршень 5 со штоком 3 перемещается вправо и шток через рычаги 1 и 2 перемещает плунжеры 9 от центра на зажим детали.

Суммарная сила зажима, развиваемая механизмом,

$$W_{\text{сум}} = Q \left[\frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta)} - \operatorname{tg} \varphi_{3 \text{ нр}} \right].$$

В формулах для определения W и $W_{\text{сум}}$ для однорычажных и двухрычажных механизмов (см. рис. III.15 и III.16, $a-z$) принято: W — сила зажима, Н (кгс); Q — исходная сила на штоке механизированного привода, Н (кгс); $\alpha = 5 \div 40$ — угол наклона рычага, град; $\beta \approx 1$ — дополнительный угол к углу наклона α , учитывающий потери на трение скольжения в шарнирах рычага, град; $\beta = \arcsin f(d/L)$; $f \approx 0,1$ — коэффициент трения скольжения на оси ролика и в шарнирах рычага; d — диаметр осей шарниров и отверстия ролика, мм; D — наружный диаметр опорного ролика, мм; $d/D = 0,5$; L — расстояние между осями отверстий рычага, мм; $d/L = 0,2$; $\text{tg } \varphi_{2\text{пр}}$ — приведенный коэффициент трения качения, учитывающий потери на трение в роликовой опоре, $\text{tg } \varphi_{2\text{пр}}(d/D)$; $\text{tg } \varphi_2 = 0,1$ — коэффициент трения скольжения на опоре ролика; $\text{tg } \varphi_{3\text{пр}}$ — приведенный коэффициент трения, учитывающий потери на трение в консольном (перекошенном) плунжере, $\text{tg } \varphi_{3\text{пр}} = \text{tg } \varphi_3(3l/a)$; $\text{tg } \varphi_3$ — коэффициент трения скольжения в двухопорном (неперекошенном) плунжере; a — длина направляющей втулки плунжера, мм; l — расстояние между осью шарнира и серединой направляющей втулки плунжера (см. рис. III.16, b, z), мм. При $l/a = 0,7$ $\text{tg } \varphi_3 = 0,1$; $\text{tg } \varphi_{3\text{пр}} = 0,21$.

Перемещение по вертикали точки C приложения силы зажима W на верхнем конце рычага l (см. рис. III.15) называют *запасом хода* однорычажного механизма-усилителя одностороннего действия и определяют по формуле

$$s_2 = L(1 - \cos \alpha).$$

Перемещение по горизонтали точки A приложения исходной силы Q на нижнем конце рычага определяют из треугольника ABC (см. рис. III.15):

$$s_1 = L \sin \alpha.$$

Передаточное отношение перемещений точек C и A приложения сил

$$i_n = s_2/s_1 = [L(1 - \cos \alpha)]/(L \sin \alpha) = \text{tg } (\alpha/2).$$

Запас хода s_2 двухрычажного механизма-усилителя одностороннего действия (см. рис. III.16, a, b), т. е. перемещение верхнего конца рычага l по вертикали, в 2 раза больше, чем перемещение верхнего конца рычага l (см. рис. III.15) однорычажного механизма-усилителя одностороннего действия. Это следует из того, что при наличии неподвижной опоры в точке B (см. рис. III.16, a) точка C перемещается не только в результате спрямления рычагов, но и за счет смещения вверх точки A .

Запас хода

$$s'_2 = 2L(1 - \cos \alpha).$$

Рычажные шарнирные механизмы-усилители с пневмоприводом. На рис. III.17, a дана схема пневматического зажима с комбинированным усилителем, состоящего из однорычажного механизма-уси-

лителя с роликом и двуплечего рычага. На левом конце штока 2 на оси установлены ролик и нижний конец однорычажного шарнирного механизма-усилителя 3, который верхним концом шарнирно связан с двуплечим рычагом 4.

При подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость поршень 1 со штоком 2 перемещается влево и через однорычажный шарнирный механизм-усилитель 3 перемещает горизонтальное плечо рычага 4 вверх, а вертикальное плечо рычага 4 перемещает ползун 5 вправо и зажимает деталь 6. Во время подачи сжатого воздуха в штоковую полость пневмоцилиндра поршень 1 со штоком 2 перемещается вправо и механизм 3 через рычаг 4 отводит ползун 5 влево и деталь 6 разжимается.

На рис. III.17, б дана схема пневматического зажима с комбинированным усилителем, состоящего из однорычажного шарнирного механизма-усилителя 3 с роликом и двуплечего рычага 4. На левом вильчатом конце штока 2 на оси установлены ролик и нижний конец механизма-усилителя 3, последний верхним концом шарнирно связан с двуплечим рычагом 4.

При подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость пневмоцилиндра поршень 1 со штоком 2 перемещается влево и через однорычажный шарнирный механизм-усилитель 3 поднимает правое плечо рычага 4, а левое плечо 4, опускаясь, зажимает деталь 5. Во время подачи сжатого воздуха в штоковую полость пневмоцилиндра поршень 1 со штоком 2 перемещается вправо, рычаг 4 поднимается и происходит разжим детали 5.

Сила зажима детали и осевая сила на штоке цилиндра (рис. III.17, а, б):

$$W = Q \frac{1}{[\operatorname{tg}(\alpha + \beta) + \operatorname{tg} \varphi (d/D)] (l/l_1) \cdot 1/\eta};$$

$$Q = W [\operatorname{tg}(\alpha + \beta) + \operatorname{tg} \varphi (d/D)] (l/l_1) \cdot 1/\eta;$$

$$Q = W_1 [\operatorname{tg}(\alpha + \beta) + \operatorname{tg} \varphi (d/D)].$$

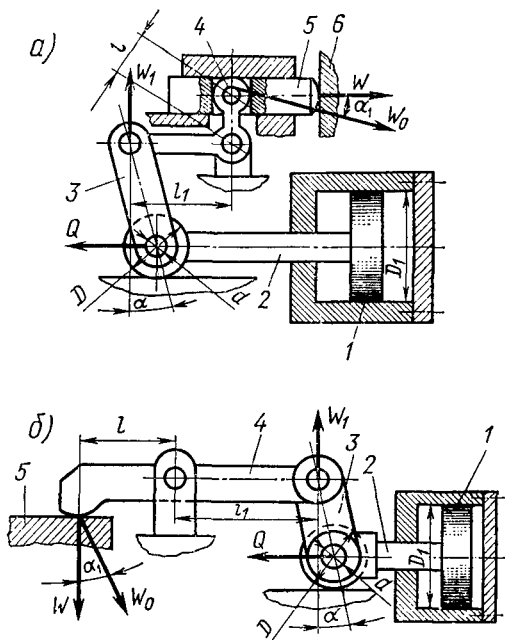


Рис. III.17. Конструктивные схемы рычажных шарнирных усилителей зажимных устройств с пневмоприводом

Здесь α — угол наклона рычага усилителя; β — дополнительный угол к углу α , учитывающий трение в шарнирах рычагов $\beta = \arcsin f(d/D)$; $f=0,1$ — коэффициент трения; d — диаметр оси ролика, мм; D — наружный диаметр ролика, мм; D_1 — диаметр поршня пневмоцилиндра, мм,

$$\operatorname{tg} \varphi_{\text{np}} = \operatorname{tg} \varphi (d/D);$$

$\operatorname{tg} \varphi = f = 0,1$ — коэффициент трения на опорной поверхности ролика; l и l_1 — длины плеч рычага, мм; η — коэффициент, учитывающий трение в различных трущихся соединениях; W — сила зажима обрабатываемой детали, Н (кгс);

W_1 — сила, действующая на оси рычага, Н (кгс); Q — исходная сила на штоке пневмоцилиндра, Н (кгс).

На рис. III.18, а дана схема пневматического зажима с рычажным механизмом — усилителем. При подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость пневмоцилиндра поршень 2 со штоком 1 перемещается вверх и шток поворачивает рычаг 7 около оси 6. Во время поворота рычаг 7 коротким плечом перемещает стержень 3 с прихватом 4 вправо и прихват коротким плечом зажимает деталь 5. При подаче сжатого воздуха в штоковую полость пневмоцилиндра поршень со штоком перемещается вниз и поворачивает рычаг 7 около оси 6 по часовой стрелке. В этом случае короткое плечо рычага перемещает стержень 3 влево, а его головка перестает нажимать на прихват 4 и деталь 5 разжимается. Пружина на стержне 3 отжимает прихват 4 влево для удобства установки и съема детали в приспособление.

Сила зажима детали и сила на штоке (рис. III.18, а):

$$W = Q \frac{l_3}{l_2} \cdot \frac{l_1}{l + l_1} \eta;$$

$$Q = W \frac{(l + l_1) l_2}{l_1 l_3 \eta}; \quad Q = Q_0 \frac{l_2}{l_3} \cdot \frac{1}{\eta}; \quad Q_0 = W \frac{l_1}{l + l_1}.$$

Здесь Q — исходная сила на штоке пневмопривода, Н (кгс); l_2 и l_3 — длины плеч рычага усилителя, мм; l и l_1 — длины плеч прихвата, мм; $\eta = 0,9$ — коэффициент, учитывающий потери на трение в пневмоцилиндре; Q_0 — сила, действующая вдоль оси стержня 3, Н (кгс).

На рис. III.18, б дана схема пневматического зажима с рычажным механизмом. При подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость пневмоцилиндра поршень 2 со штоком 1 перемещается вверх и поворачивает рычаг 5 около оси 3 против часовой стрелки и он левым плечом зажимает деталь 4. Во время подачи сжатого воздуха в штоковую полость пневмоцилиндра поршень 2 со штоком 1 перемещается вниз и поворачивает рычаг 5 около оси 3 по часовой стрелке. При этом короткое плечо рычага 5 поднимается и деталь 4 разжимается.

Сила зажима детали (рис. III.18, б)

$$W = Q(l/l_1)\eta,$$

где l и l_1 — длины плеч рычага, мм; $\eta = 0,95$ — коэффициент, учитывающий трение в пневмоцилиндре.

На рис. III.19, а дана схема зажимного устройства с пневмоприводом и двухрычажным шарнирным усилителем одностороннего действия с плунжером. При подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость пневмокамеры мембрана 1 прогибается и перемещает диск со штоком 2 вверх, шток при этом поворачивает на осях рычаг 5, левое плечо которого, перемещая плунжер 4 влево, зажимает деталь 3. Во время подачи сжатого воздуха в штоковую полость пневмокамеры мембрана 1 прогибается и перемещает диск со штоком 2 вниз. Концы рычагов 5, шарнирно закрепленных на оси штока 2, также опускаются и левое плечо рычага отводит плунжер 4 от детали 3 и она разжимается.

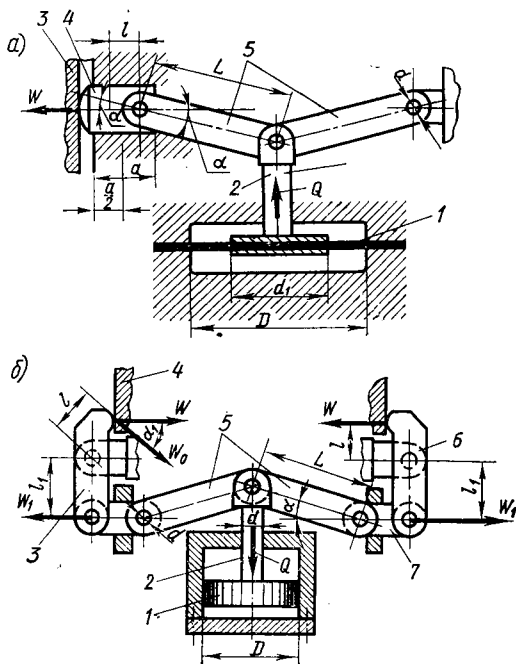


Рис. III.19. Конструктивные схемы двухрычажных зажимных устройств с пневмоприводом: а — с двухрычажным шарнирным усилителем одностороннего действия с плунжером; б — с двухрычажным шарнирным механизмом-усилителем двустороннего действия без плунжера

Сила зажима детали и осевая сила на штоке (рис. II.19, а):

$$W = \frac{Q}{2} \left[\frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta)} - \operatorname{tg} \varphi_{3 \text{ пр}} \right]; \quad Q = \frac{2W}{\frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta)} - \operatorname{tg} \varphi_{3 \text{ пр}}}.$$

Здесь L — длина рычага усилителя, мм; $\operatorname{tg} \varphi_{3 \text{ пр}}$ — приведенный коэффициент трения, учитывающий потери на трение в консольном (перекошенном) плунжере,

$$\operatorname{tg} \varphi_{3 \text{ пр}} = \operatorname{tg} \varphi_3 (3l/a),$$

где $\operatorname{tg} \varphi_3 \approx 0,1$ — коэффициент трения скольжения в двухопорном (неперекошенном) плунжере; l — расстояние между осью шарнира и серединой направляющей плунжера, мм; a — длина направляющей плунжера, мм; $l/a \approx 0,7$.

На рис. III.19, б приведена схема зажимного устройства с пневмоприводом с двухрычажным шарнирным механизмом-услителем двустороннего действия без плунжера. При подаче сжатого воздуха в штоковую полость пневмоцилиндра поршень 1 со штоком 2 перемещается вниз. В это время шток 2 опускает концы рычагов 5, шарнирно закрепленных на оси штока. Перемещаясь, рычаги 5 через рычаги 7 поворачивают прихваты 3 около осей 6, и прихваты короткими плечами зажимают детали 4. При подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость пневмоцилиндра поршень 1 со штоком 2 перемещается вверх и концы рычагов 5, шарнирно закрепленных на оси штока 2, через рычаги 7 поворачивают прихваты 3 около осей 6 в направлении разжима деталей 4.

Сила зажима детали и осевая сила на штоке цилиндра (рис. III.19, б):

$$W = \frac{Q}{2 \operatorname{tg}(\alpha + \beta)} \cdot \frac{l_1}{l} \eta; \quad Q = 2W \frac{l}{l_1} \operatorname{tg}(\alpha + \beta) \frac{1}{\eta};$$

$$Q = 2W_1 \operatorname{tg}(\alpha + \beta).$$

Здесь l и l_1 — длины плеч прихвата, мм; L — длина рычагов усилителей, мм; $\eta = 0,9$ — коэффициент, учитывающий трение в пневмоцилиндре; Q — исходная сила на штоке пневмоцилиндра, Н(кгс); α — угол наклона рычагов усилителей, град; β — дополнительный угол к углу наклона α , учитывающий потери на трение скольжения в шарнирах, град.

Клиновые механизмы. В станочных приспособлениях применяют клиновые механизмы с односкосым клином без роликов, с роликами и многоклиновые самоцентрирующие механизмы. Механизмы с односкосым клином без роликов и с роликами применяют в качестве усилителей пневмо- и гидроприводов. Многоклиновые самоцентрирующие механизмы используют в конструкциях патронов, оправок и т. д.

Клиновые механизмы-усилители. На рис. III.20 показан клиновой механизм-усилитель с плоским односкосым клином 1, служа-

щий для увеличения исходной силы Q привода приспособления. Шток механизированного привода развивает исходную силу Q ; перемещаясь, он нажимает на односкосый клин и создает вертикальную силу зажима W на наклонной поверхности ab . Силе зажима W противодействует нормальная сила реакции N на наклонной плоскости клина и силы трения F_1 , F_2 , направленные в сторону, противоположную действию силы Q .

Рассматривая клин при закреплении детали в приспособлении в состоянии равновесия, найдем соотношение между исходной силой Q и силой зажима W без учета трения в направляющих подвижного звена, перемещаемого наклонной плоскостью клина.

Заменим силы N и F_1 их равнодействующей R_1 , разложим силу R_1 на составляющие силы W и P . При условии равновесия клина с трением на двух поверхностях ab и cd клина находим, что две вертикальные силы зажима W взаимно уравниваются, а исходная сила Q на штоке цилиндра уравнивается силами P и F_2 ; следовательно,

$$Q = P + F_2.$$

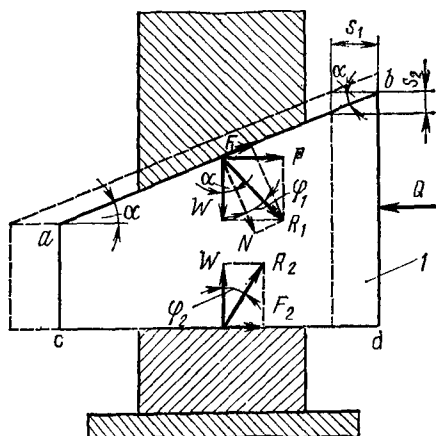


Рис. III.20. Клиновой механизм (зажим)-усилитель с плоским односкосым клином

Из треугольника сил находим

$$P = W \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1); \quad F_2 = W \operatorname{tg} \varphi_2.$$

Подставим найденные значения P и F_2 в равенство для силы Q :

$$Q = W [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2],$$

откуда

$$W = Q / [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2].$$

Для клинового механизма при условии трения только на наклонной плоскости клина $\operatorname{tg} \varphi_2 = 0$, тогда сила зажима

$$W = Q / \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1).$$

Здесь α — угол наклона рабочей поверхности ab клина; φ_1 — угол трения скольжения на наклонной плоскости ab клина; φ_2 — угол трения скольжения на горизонтальной плоскости cd клина; $\operatorname{tg} \varphi_1 = f_1$ — коэффициент трения скольжения на наклонной плоскости клина; $\operatorname{tg} \varphi_2 = f_2$ — коэффициент трения скольжения на горизонтальной плоскости клина.

Отношение силы зажима W к исходной силе Q на штоке привода является передаточным отношением сил:

$$i_c = W/Q = 1/[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2].$$

Перемещение s_2 по вертикали точки приложения силы зажима W к перемещению s_1 по горизонтали точки приложения исходной силы Q называют передаточным отношением перемещений сил:

$$i_n = s_2/s_1 = \operatorname{tg} \alpha; \quad s_2 = s_1 \operatorname{tg} \alpha.$$

Самоторможение клина при трении на двух его поверхностях определяется неравенством $\alpha \leq \varphi_1 + \varphi_2$.

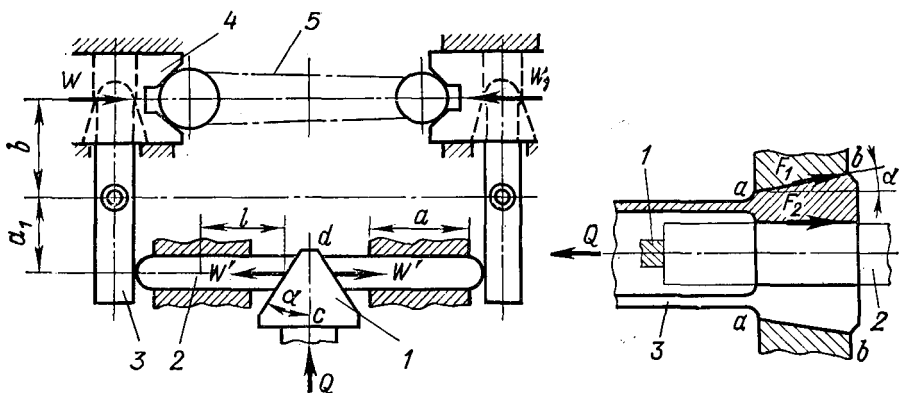


Рис. III.21. Схема комбинированного усилителя из клиноплунжерного и рычажного механизмов-усилителей для зажима детали

Рис. III.22. Многоклиновый цанговый механизм (зажим)

Приняв углы трения на рабочих поверхностях клина одинаковыми ($\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$), получим неравенство $\alpha \leq 2\varphi$.

Для сопряженных стальных поверхностей клина и детали коэффициент трения скольжения $f = \operatorname{tg} \varphi = 0,1$, что соответствует углу трения $\varphi = 5^\circ 43'$. В этом случае условие самоторможения клина при трении на двух его поверхностях будет при угле наклона поверхности клина $\alpha \leq 11^\circ$.

На рис. III.21 показан клиноплунжерный механизм-усилитель с двусконым клином 1, который через плунжеры 2, рычаги 3 и призмы 4 зажимает шатун 5. Клин 1 имеет равные углы наклона α и передает на плунжеры 2 одинаковые силы зажима W' . Он представляет собой как бы два соединенных вместе односконых клина. Поэтому все выводы, относящиеся к односконому клину, действительны и для двусконого клина с небольшой поправкой на отсутствие силы трения F_2 (так как $\varphi_2 = 0$) на основании cd клина.

Для клиноплунжерного механизма-усилителя сила зажима детали $[H(\text{кгс})]$

$$W = Qi_{c1}i_{c2}; \quad W' = W_{\text{сум}}/n.$$

Передаточные отношения сил:

$$i_{c1} = \frac{W_{\text{сум}}}{Q} = \frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \operatorname{tg} \varphi_3 \operatorname{np}}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)}; \quad i_{c2} = \frac{W}{W'} = \frac{a_1}{b}.$$

Здесь Q — исходная сила на штоке механизированного привода, Н(кгс); i_{c1} — передаточное отношение клиноплунжерного механизма-усилителя; i_{c2} — передаточное отношение сил для плеч рычагов первого рода; W' — осевые силы плунжеров, Н(кгс); $n=2$ — число плунжеров; a_1 и b — длины плеч рычагов первого рода, мм; a — длина направляющей втулки плунжера, мм; l — расстояние между точкой приложения силы W' и серединой втулки, мм;

В многоклиновых самоцентрирующих механизмах, например цанговых и клиновых патронах, клиновых оправках, все клинья зажимают детали с одинаковой силой.

Каждый клин многоклиновых самоцентрирующих механизмов, перемещающийся по конической поверхности сопрягаемой детали приспособления, работает как односкосый клин с трением только по одной или по двум рабочим поверхностям клина.

На рис. III.22 показан многоклиновый самоцентрирующий цанговый механизм (зажимное устройство) с упором 1 для прутка 2. В этом механизме каждый лепесток цанги (клина) при зажиме прутка 2, перемещаясь по неподвижной конической поверхности, работает как односкосый клин и преодолевает силы трения F_1 и F_2 по двум его рабочим поверхностям. Если в многоклиновом цанговом механизме упора 1 нет, то каждый лепесток 3 цанги при зажиме прутка 2, перемещаясь по неподвижной наклонной поверхности ab , работает как односкосый клин и преодолевает только силу трения F_1 по одной его рабочей поверхности (сила $F_2=0$).

Суммарная сила зажима детали всеми лепестками 3 цанги при трении только по наклонным поверхностям ab (рис. III.22)

$$W_{\text{сум}} = Q / \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1).$$

Суммарная сила зажима детали всеми лепестками 3 цанги при трении по двум ее рабочим поверхностям

$$W_{\text{сум}} = Q / [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2].$$

Сила зажима детали каждым лепестком цанги

$$W = W_{\text{сум}} / n,$$

где n — число лепестков в цанговом механизме (зажиме).

На рис. III.23, а показана схема клинового механизма с односкосым клином 1 и двумя роликами: верхним 3, перемещающимся с плунжером 4 вверх при зажиме обрабатываемой детали, и нижним 2 — опорным. В этом клиновом механизме схема взаимодействия сил между клином 1 и роликами 2 и 3 такая же, как в клиновом механизме, представленном на рис. III.20, но поскольку клин 1 передает силу зажима не плоским поверхностям, а вращающимся роликам 2 и 3, то в формулу для определения силы зажима W

вместо коэффициента трения скольжения $\operatorname{tg} \varphi_2$ и угла трения скольжения φ_1 подставляют приведенные коэффициент трения качения $\operatorname{tg} \varphi_{2\text{пр}}$ и угол трения качения $\varphi_{1\text{пр}}$.

Для клинового механизма (рис. III.23, а) сила зажима

$$W = Q / [\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{1\text{пр}}) + \operatorname{tg} \varphi_{2\text{пр}}].$$

Для клинового механизма с односкосым клином с одним роликом на наклонной плоскости клина (рис. III.23, б) сила зажима

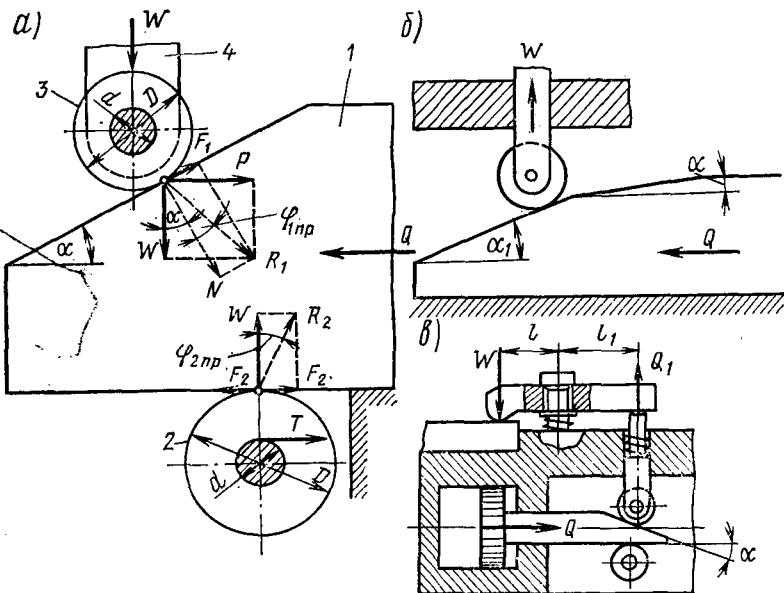


Рис. III.23. Схемы для расчета клинового механизма с односкосым клином и двумя роликами (а, в) и с одним роликом (б)

$$W = Q / [\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{1\text{пр}}) + \operatorname{tg} \varphi_2].$$

Для клинорычажного механизма (рис. III.23, в) сила зажима и осевая сила на штоке:

$$W = Q \frac{l_1}{l} \cdot \frac{1}{[\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{1\text{пр}}) + \operatorname{tg} \varphi_{2\text{пр}}]} \eta;$$

$$Q = Q_1 [\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{1\text{пр}}) + \operatorname{tg} \varphi_{2\text{пр}}] \frac{1}{\eta}.$$

Значения приведенных коэффициентов и углов трения качения найдем при условии равновесия нижнего ролика (рис. III.23, а). Величина моментов от сил трения F_2 и T относительно оси ролика

$$F_2 (D/2) = T (d/2).$$

Подставим в приведенное равенство значения

$$F_2 = W \operatorname{tg} \varphi_{2 \text{ пр}} \quad \text{и} \quad T = W \operatorname{tg} \varphi_2,$$

получим

$$W \operatorname{tg} \varphi_{2 \text{ пр}} (D/2) = W \operatorname{tg} \varphi_2 (d/2).$$

Сокращая правую и левую части равенства на W и на 2, определим приведенный коэффициент трения качения для нижнего ролика:

$$\operatorname{tg} \varphi_{2 \text{ пр}} = \operatorname{tg} \varphi_2 (d/D).$$

Аналогичная формула применима и для определения коэффициента трения качения верхнего ролика:

$$\operatorname{tg} \varphi_{1 \text{ пр}} = \operatorname{tg} \varphi_1 (d/D).$$

Приведенный угол трения качения

$$\varphi_{1 \text{ пр}} = \operatorname{arctg} \operatorname{tg} \varphi_1 (d/D) = \operatorname{arctg} f_1 (d/D).$$

Следовательно, для уменьшения величины приведенного коэффициента трения качения и угла трения качения следует принимать диаметр d оси ролика минимально допустимым, а наружный диаметр ролика D — максимально допустимым конструкцией приспособления.

В приведенных формулах: φ_1 — угол трения на наклонной плоскости клина; $\operatorname{tg} \varphi_1 = f_1 = 0,1$ — коэффициент трения качения на направляющей рабочей поверхности клина; $\varphi_{1 \text{ пр}}$ — приведенный угол трения качения на наклонной плоскости клина; d — диаметр оси ролика, мм; $\varphi_{2 \text{ пр}}$ — приведенный угол трения качения на направляющей поверхности клина; D — наружный диаметр ролика, мм; $\operatorname{tg} \varphi_{2 \text{ пр}}$ — приведенный коэффициент трения качения.

Примем коэффициент трения скольжения $f = f_1 = f_2 = \operatorname{tg} \varphi_1 = \operatorname{tg} \varphi_2 = 0,1$; $\varphi_1 = \varphi_2 = 5^\circ 43'$ и отношение $d/D = 0,5$; тогда приведенные коэффициенты трения качения: $\operatorname{tg} \varphi_{1 \text{ пр}} = \operatorname{tg} \varphi_1 (d/D) = 0,1 \cdot 0,5 = 0,05$; $\operatorname{tg} \varphi_{2 \text{ пр}} = \operatorname{tg} \varphi_2 (d/D) = 0,1 \cdot 0,5$.

Условие самоторможения клинового механизма определяется коэффициентом трения скольжения f и отношением d/D : при $\operatorname{tg} \varphi_{1 \text{ пр}} = 0,05$; $\varphi_{1 \text{ пр}} = \operatorname{arctg} \operatorname{tg} \varphi_1 (d/D) = \operatorname{arctg} f (d/D)$ или $\varphi_{1 \text{ пр}} = \operatorname{arctg} 0,05 = 2^\circ 52'$. При указанных значениях f и d/D условие самоторможения для односкосовых клиньев с двумя роликами обеспечивается, если угол наклона $\alpha \leq 5^\circ 40'$.

Клиновые механизмы с роликами применяют как усилители механизированных приводов с углом $\alpha \geq 10^\circ$, они не самотормозящие. В таких клиновых механизмах потери на трение клина меньше, а сила зажима больше, чем в клиновых механизмах без роликов. Например, при одинаковой исходной силе Q на штоке механизированного привода для клинового механизма с углом $\alpha = 2^\circ$ без роликов сила зажима $W = 4,14 Q$, для клинового механизма с двумя роликами (см. рис. III.23) $W = 8Q$, а с одним верхним роликом $W = 5,4Q$.

Клиноплунжерные механизмы-усилители. Одно- и двухплунжерные механизмы применяют как усилители привода приспособлений, многоплунжерные механизмы — как центрирующие механизмы патронов, оправок. На рис. III.24, а дана схема механизма с односкосным клином и двухопорным плунжером без роликов.

Рассмотрим равновесие плунжера, а не клина и найдем зависимость между силой зажима W и исходной силой Q привода.

При равновесии плунжера

$$P = N; \quad W = W_1 - F_3 = W_1 - N \operatorname{tg} \varphi_3.$$

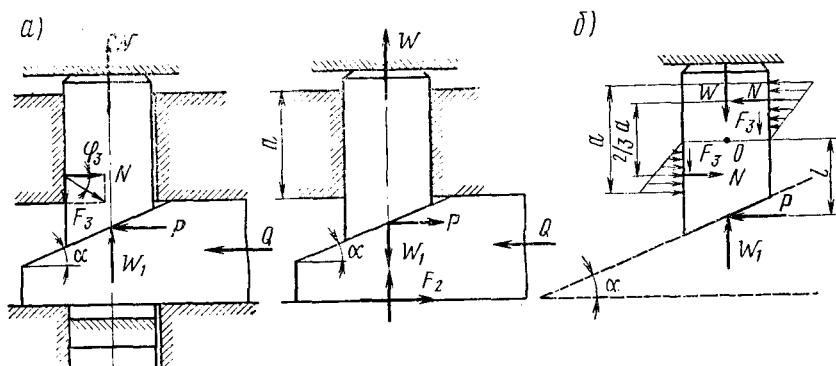


Рис. III.24. Схемы для расчета клиноплунжерного механизма с двухопорным плунжером (а) и с консольным плунжером (б)

Заменив в формуле N на P , получим

$$W = W_1 - P \operatorname{tg} \varphi_3.$$

Значения W_1 и P определяются по формулам:

$$W_1 = Q \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2}; \quad P = W_1 \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1).$$

Подставим значения W_1 и P в формулу равновесия плунжера:

$$W = Q \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2} - Q \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \operatorname{tg} \varphi_3.$$

После преобразования получим окончательную формулу

$$W = Q \frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \operatorname{tg} \varphi_3}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2}.$$

Для механизма с односкосным клином и консольным плунжером (рис. III.24, б) силу зажима W определяют по приведенной формуле, но в формулу вместо коэффициента трения $\operatorname{tg} \varphi_3$ подставляют приведенный коэффициент трения $\operatorname{tg} \varphi_{3\text{пр}}$:

$$W = Q \frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \operatorname{tg} \varphi_{3\text{пр}}}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2}.$$

Замена $\operatorname{tg} \varphi_3$ на $\operatorname{tg} \varphi_{3\text{пр}}$ объясняется тем, что условия трения консольного плунжера отличаются от двухопорного плунжера. Значение коэффициента трения $\operatorname{tg} \varphi_{3\text{пр}}$ можно определить при рассмотрении сил, действующих на консольный плунжер (рис. III.24, б). Сила P создает перекосящий плунжер, т. е. она стремится повернуть его относительно средней точки O (на величину зазора) и создает давления, распределенные в виде треугольников.

Равнодействующие N этих давлений находятся от вершин треугольников на расстоянии $(1/3) a$; а расстояние между равнодействующими силами N равно $(2/3) a$. Значение приведенного коэффициента трения $\operatorname{tg} \varphi_{3\text{пр}}$ найдем при равновесии плунжера, когда моменты сил P и N относительно точки O равны. Следовательно,

$$Pl = N (2/3) a.$$

Подставим в равенство значение N :

$$N = F_3 / f_3 = F_3 / \operatorname{tg} \varphi_3,$$

тогда

$$Pl = (F_3 / \operatorname{tg} \varphi_3) (2/3) a$$

или

$$2F_3 = P (3l/a) \operatorname{tg} \varphi_3 = P \operatorname{tg} \varphi_{3\text{пр}},$$

откуда

$$\operatorname{tg} \varphi_{3\text{пр}} = (3l/a) \operatorname{tg} \varphi_3.$$

Здесь α — угол наклона плоскости клина; d — диаметр оси ролика, мм; D — наружный диаметр ролика; $d/D = 0,5$; l — расстояние от средней точки контакта консольного плунжера с клином до середины направляющей плунжера; a — длина направляющей консольного плунжера; $l/a = 0,7$; $\operatorname{tg} \varphi_3$ — коэффициент трения двухопорного (неперекошенного) плунжера; φ_3 — угол трения двухопорного плунжера; $\operatorname{tg} \varphi_2$ — коэффициент трения на горизонтальной плоскости клина; φ_2 — угол трения на горизонтальной плоскости клина; φ_1 — угол трения на наклонной плоскости клина; в основном углы трения равны, т. е. $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3$.

На рис. III.25, а — г даны четыре схемы клиноплунжерных механизмов с одним плунжером и роликами. Для таких механизмов сила зажима

$$W = Q \frac{1 - \operatorname{tg} (\alpha + \varphi_1) \operatorname{tg} \varphi_3}{\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2},$$

но с заменой угла и коэффициентов трения приведенными коэффициентами $\varphi_{1\text{пр}}$, $\operatorname{tg} \varphi_{2\text{пр}}$ и $\operatorname{tg} \varphi_{3\text{пр}}$:

для механизма (рис. III.25, а) с двухопорным плунжером и одним роликом в формулу вместо φ подставляют приведенный угол трения $\varphi_{1\text{пр}} = \operatorname{arctg} \operatorname{tg} \varphi_1 (d/D)$, $\operatorname{tg} \varphi_{1\text{пр}} = \operatorname{tg} \varphi_1 (d/D)$ и тогда формула примет вид

$$W = Q \frac{1 - \operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{1\text{пр}}) \operatorname{tg} \varphi_3}{\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{1\text{пр}}) + \operatorname{tg} \varphi_2};$$

для механизма (рис. III.25, б) с консольным плунжером и одним роликом в формулу вместо угла φ_1 и $\operatorname{tg} \varphi_3$ подставляют $\varphi_{1\text{пр}}$ и $\operatorname{tg} \varphi_{3\text{пр}} = \operatorname{tg} \varphi_3 (3l/a)$ и формула примет вид

$$W = Q \frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{1\text{пр}}) \operatorname{tg} \varphi_3 (3l/a)}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{1\text{пр}}) + \operatorname{tg} \varphi_2};$$

для механизма (рис. III.25, в) с двухопорным плунжером и двумя роликами в формулу вместо φ_1 и $\operatorname{tg} \varphi_2$ подставляют $\varphi_{1\text{пр}}$ и $\operatorname{tg} \varphi_{2\text{пр}} = \operatorname{tg} \varphi_2 (d/D)$ и формула примет вид

$$W = Q \frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{1\text{пр}}) \operatorname{tg} \varphi_3}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{1\text{пр}}) + \operatorname{tg} \varphi_2 (d/D)};$$

для механизма (рис. III.25, г) с консольным плунжером и двумя роликами в формулу вместо φ_1 , $\operatorname{tg} \varphi_2$ и $\operatorname{tg} \varphi_3$ подставляют их приведенные значения $\varphi_{1\text{пр}}$, $\operatorname{tg} \varphi_{2\text{пр}}$ и $\operatorname{tg} \varphi_{3\text{пр}}$, тогда сила зажима

$$W = Q \frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi_{1\text{пр}}) \operatorname{tg} \varphi_3 (3l/a)}{\operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi_{1\text{пр}}) + \operatorname{tg} \varphi_2 (d/D)}.$$

Многоплунжерные самоцентрирующие механизмы. В многоплунжерных самоцентрирующих механизмах, патронах, оправках суммарную силу зажима $W_{\text{сум}}$ определяют по тем же формулам, что и для одноплунжерных механизмов, но в основной формуле и в ее частных значениях $\operatorname{tg} \varphi_2 = 0$ исключают, так как в этом случае все консольные плунжеры, расположенные вокруг многосконого

клина и равномерно нажимающие на его наклонную поверхность, при зажиме детали не оказывают давления на его горизонтальную опорную поверхность.

Следовательно, для многоплунжерного механизма с консольными плунжерами без роликов суммарная сила зажима

$$W_{\text{сум}} = Q \frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \operatorname{tg} \varphi_3 \text{пр}}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)}.$$

Сила зажима каждым плунжером

$$W = W_{\text{сум}}/n,$$

где n — число плунжеров в приспособлении.

Условия самоторможения для многоплунжерных механизмов при $f=0,1$;

для механизмов без роликов $\alpha \leq 5^\circ 43'$;

для механизмов с роликами $\alpha \leq 2^\circ 50'$.

Многозвенные механизмы с гидропластмассой. На рис. III.26 показано многозвенное многоплунжерное приспособление (оправка), внутренняя полость которой заполнена гидропластмассой. В отверстия корпуса 1 оправки вставлены плунжеры 2. При подаче сжатого воздуха в правую полость пневмопривода (на рисунке отсутствует) поршень со штоком и тягой 4, перемещаясь влево, нажимает на гидропластмассу, которая раздвигает плунжеры 2 от центра и деталь 3 зажимается. Тогда в полости с гидропластмассой многоплунжерной оправки возникает гидростатическое давление p [Па (кгс/см²)], а тяга 4 и зажимные плунжеры 2 не перемещаются.

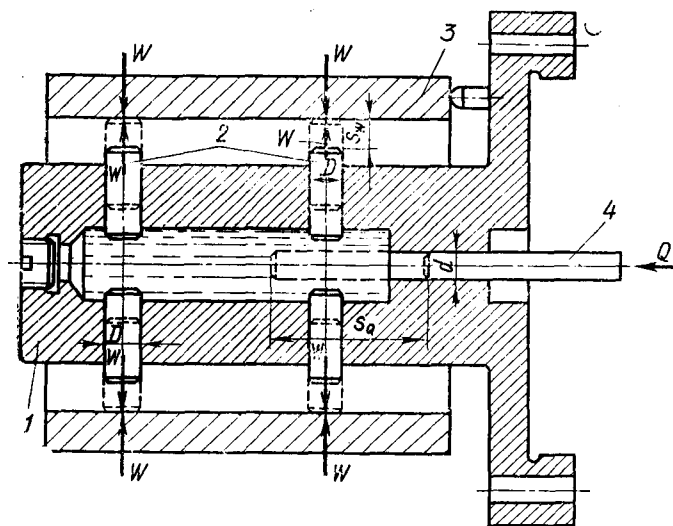


Рис. III.26. Схема к расчету многоплунжерной оправки с гидропластмассой

Сила давления тяги 4 на гидропластмассу

$$Q = \pi d^2 p / 4.$$

На каждый плунжер 2 гидропластмасса давит с силой

$$W = \pi D^2 p / 4.$$

Разделив формулу для определения силы W на формулу для определения силы Q , получим

$$W/Q = (D/d)^2.$$

Из этой формулы найдем зависимость между силами W и Q с учетом КПД

$$W = Q (D/d)^2 \eta,$$

где Q — исходная сила на штоке механизированного привода,

H (кгс); D — диаметр зажимного плунжера, см; d — диаметр тяги, см; $\eta = 0,9$ — коэффициент полезного действия привода.

Величина перемещения тяги 4 и плунжеров 2 при зажиме детали 3 определяется равенством объемов гидропластмассы, перемещаемой тягой под плунжеры, следовательно,

$$V = \pi d^2 S_Q / 4 = \pi D^2 S_W n / 4,$$

откуда

$$S_Q = S_W (D/d)^2 n,$$

где S_Q — величина перемещения тяги 4 при зажиме плунжерами, мм; S_W — величина перемещения каждого рабочего плунжера при зажиме детали, мм; n — число зажимных плунжеров.

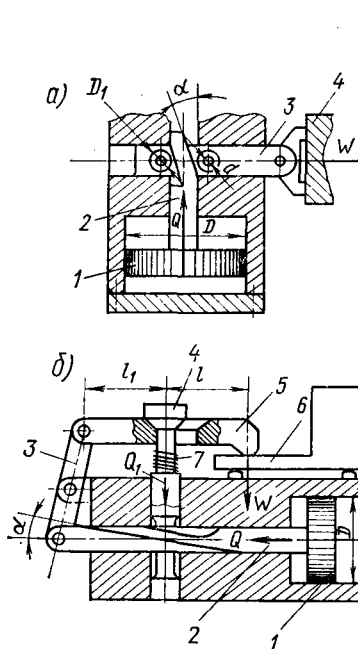


Рис. III.27. Схема клиноплунжерного усиливающего зажимного устройства:

а — с двухпорным плунжером и двумя роликами; б — с односкользящим клином и двухпорным плунжером

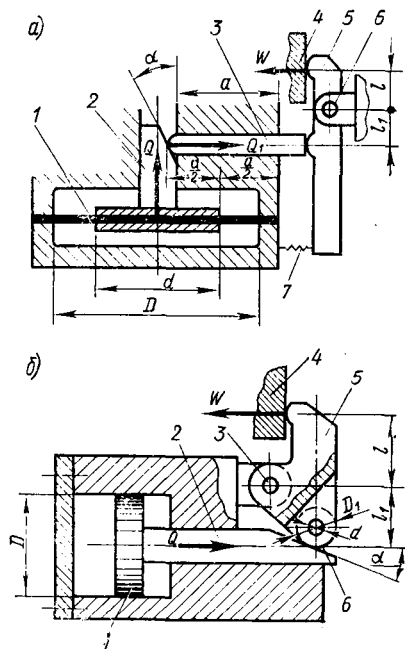


Рис. III.28. Схемы зажимных устройств с пневмоприводом:

а — схема клиноплунжерного механизма-усилителя с односкользящим клином и с консольным плунжером; б — схема зажимного устройства с прихватом и пневматическим приводом

На рис. III.27, а дана схема клиноплунжерного усиливающего устройства с двухпорным плунжером 3 и двумя роликами. При подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость пневмоцилиндра поршень 1 со штоком 2 перемещается вверх и шток 2 клиновым концом, нажимая на правый ролик, переместит плунжер 3 вправо, и он качающимся башмаком зажмет деталь 4. Во время подачи сжатого

Воздуха в штоковую полость пневмоцилиндра поршень 1 со штоком 2 переместится вниз и шток 2 клиновым концом, нажимая на левый ролик, переместит плунжер 3 с башмаком влево, и деталь 4 разожмется.

Для зажимного устройства (рис. III.27, а) сила зажима детали и осевая сила на штоке цилиндра:

$$W = Q \frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{1\text{np}}) \operatorname{tg} \varphi_3}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{1\text{np}}) + \operatorname{tg} \varphi_2 (d/D)}; \quad Q = W \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{1\text{np}}) \operatorname{tg} \varphi_2 (d/D)}{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{1\text{np}}) \operatorname{tg} \varphi_3},$$

где $\operatorname{tg} \varphi_{1\text{np}} = \operatorname{tg} \varphi_1 (d/D)$; $\operatorname{tg} \varphi_1$ — коэффициент трения на скобе клина.

На рис. III.27, б дана схема клиноплунжерного усиливающего устройства с односкосым клином и двухпорным плунжером. При подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость пневмоцилиндра поршень 1 со штоком 2 перемещается влево. Шток 2, поворачивая рычаг 3 на оси, перемещает прихват 5 на деталь и под головку плунжера 4, который одновременно, перемещаясь по скосу штока, опускается и головкой прижимает прихват 5 к детали 6 и закрепляет ее. Во время подачи сжатого воздуха в штоковую полость пневмоцилиндра поршень 1 со штоком 2 перемещается вправо и шток 2 скосом передвигает плунжер 4 вверх и, одновременно поворачивая рычаг 3, отводит влево прихват 5 от плунжера 4 и детали 6, и она разжимается. Пружина 7 на плунжере поднимает прихват 5 вверх для удобства снятия и установки деталей в приспособлении.

Для клинорычажного устройства (см. рис. III.27, б) сила зажима и осевая сила:

$$W = Q \frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_3}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2} \cdot \frac{l_1}{(l + l_1)} \eta;$$

$$Q = W \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2}{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_3} \cdot \frac{(l + l_1)}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta},$$

где $\operatorname{tg} \varphi_2 = f$ — коэффициент трения в направляющей поверхности штока (клина); η — коэффициент, учитывающий потери от трения.

На рис. III.28, а дана схема клиноплунжерного механизма-усилителя с односкосым клином на штоке пневмокамеры и консольным плунжером. При подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость пневмокамеры мембрана 1 прогибается и перемещает диск со штоком 2 вверх; шток клиновым концом через плунжер 3 поворачивает рычаг 5 на оси 6 и верхнее плечо рычага 5 зажимает деталь 4. Во время подачи сжатого воздуха в штоковую полость пневмокамеры мембрана 1 прогибается вниз и перемещает диск со штоком 2 вниз, плунжер 3 освобождается от нажима клиновым концом штока, пружина 7 поворачивает рычаг 5 на оси 6 по часовой стрелке, и деталь 4 разжимается.

Для данного устройства сила зажима детали:

$$W = Q \frac{[1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \operatorname{tg} \varphi_{3\text{np}}]}{[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2]} \cdot \frac{l}{l_1} \eta;$$

$$Q = W \frac{[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2]}{[1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \operatorname{tg} \varphi_{3 \text{ пр}}]} \cdot \frac{l_1}{l} \cdot \frac{1}{\eta};$$

$$W = Q l_1 / l; \quad Q_1 = W l / l_1.$$

Здесь $\operatorname{tg} \varphi_2 = f = 0,1$ — коэффициент трения на направляющей поверхности штока; l_1 и l — длина плеч рычага; a — длина втулки направляющей плунжера; Q — исходная сила на штоке привода.

На рис. III.28, б дана схема зажимного устройства с прихватом и пневматическим приводом. При подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость пневмоцилиндра поршень 1 со штоком 2 перемещается вправо. Шток 2 клиновым концом, нажимая на ролик 6, сидящий на оси прихвата 5, поворачивает его около оси 3, и прихват верхним плечом зажимает деталь 4. Во время подачи сжатого воздуха в штоковую полость поршень 1 со штоком 2 перемещается влево и клиновой конец штока 2 преграждает нажим на ролик 6. При этом прихват 5 вследствие более тяжелой нижней его части поворачивается около оси 3 и деталь разжимается.

Для такого устройства сила зажима

$$W = Q \frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{1 \text{ пр}})}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{1 \text{ пр}}) + \operatorname{tg} \varphi_2} \cdot \frac{l_1}{l} \eta.$$

Здесь $\varphi_{1 \text{ пр}}$ — приведенный угол трения на скосе клина; $\varphi_{1 \text{ пр}} = \operatorname{arctg} f(d/D_1)$; $f = 0,1$ — коэффициент трения; d — диаметр оси ролика, мм; D_1 — диаметр ролика, мм; $\operatorname{tg} \varphi_2$ — коэффициент трения в направляющей поверхности клина; $\eta = 0,9$ — коэффициент, учитывающий потери на трение в пневмоприводе.

ГЛАВА IV

КОРПУСА И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ДЕТАЛИ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

§ IV.1. Корпуса приспособлений

Корпус приспособления является базовой деталью. На корпусе монтируют зажимные устройства, установочные элементы, детали для направления инструмента и вспомогательные детали.

Форма и размеры корпуса приспособления зависят от формы и габаритных размеров обрабатываемых в приспособлении деталей и расположения установочных зажимных и направляющих деталей приспособления.

Действие сил зажима и сил резания, воспринимаемое обрабатываемой деталью, закрепленной в приспособлении, передается корпусу приспособления. Поэтому корпус приспособления должен быть достаточно жестким, прочным и обеспечивать быструю, удобную установку и снятие обрабатываемых деталей. К корпусу должен быть удобный доступ для очистки его установочных элементов от стружки, быстрой и правильной установки приспособления на столе станка (на корпусе имеются направляющие детали или по-

верхности). При соблюдении всех технических требований трудоемкость изготовления корпуса и его себестоимость должны быть минимальными. Правильная установка приспособления на столе станка без выверки производится с помощью направляющих шпонок, закрепленных на нижней установочной плоскости корпуса приспособления.

Направляющие шпонки входят в Т-образный паз стола станка и обеспечивают правильную ориентацию корпуса приспособления. Корпус 1 приспособления (рис. IV.1) крепится на столе 3 станка болтами, которые головками входят в пазы 4 стола, а верхним концом с гайкой входят в проушины 2 корпуса приспособления.

Корпуса приспособлений изготавливают как цельными, так и сборными. Цельные корпуса изготавливаются литыми из серого чугуна, сварными из стали. Для литых корпусов применяют чугун марки СЧ 18—36 по ГОСТ 1412—70 и чугун СЧ 32—52.

Корпуса нестандартные изготавливают из чугуна марки СЧ 12—28, стали марки Ст3 и из алюминиевых сплавов.

Сборные корпуса изготавливают методом сборки или сварки из отдельных стандартных элементов корпусов (ГОСТ 12947—67, 12961—67), из которых можно получать различные конструкции корпусов.

Отдельные составляющие элементы корпуса или корпус и его зажимные устройства соединяют штифтами, винтами, болтами и т. д.

На рис. IV.2, а показана стандартная заготовка корпуса из швеллера с ребрами (ГОСТ 4079—69), отлитая из серого чугуна, а на рис. IV.2, б — применение такой заготовки для корпуса приспособления.

Заготовка корпуса, отлитая из чугуна СЧ 18—36, из неравнобокого угольника и его расположение в приспособлении приведено на рис. IV.3, а, б. Применение таких стандартных заготовок из угольников (ГОСТ 12951—67) значительно уменьшает трудоемкость и стоимость изготовления корпусов и всего приспособления.

Корпуса из чугуна СЧ 12—28 и СЧ 18—36 имеют преимущества перед корпусами из стального литья: 1) они дешевле; 2) им легче придать более сложную форму; 3) их легче изготовить.

Недостаток чугунных корпусов заключается в возможности их коробления, поэтому после предварительной механической обработки их подвергают старению.

Стандартизация заготовок чугунных корпусов позволяет из простых по форме заготовок корпусов без обработки или с неболь-

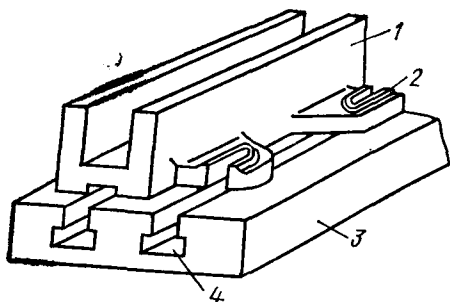


Рис. IV.1. Элементы корпусов для крепления приспособлений на столе станка

шой обработкой собирать различной формы корпуса для фрезерных и сверлильных приспособлений, которые используют для обработки деталей различных размеров.

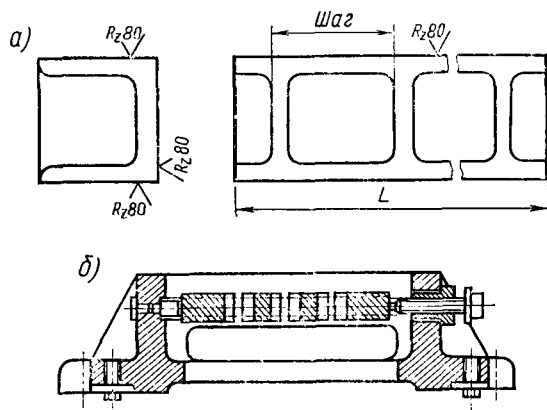


Рис. IV.2. Заготовка корпуса приспособления из швеллера (а) и применение его в приспособлении (б)

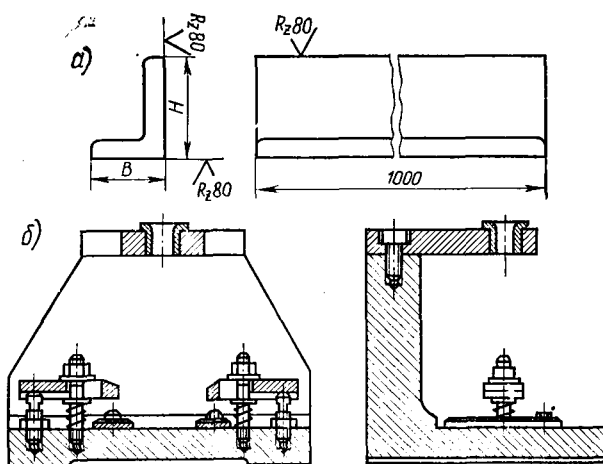


Рис. IV.3. Заготовка корпуса приспособления из угольника (а) и применение его в приспособлении (б)

На рис. IV.4, а—н даны некоторые типы стандартных заготовок корпусов. Заготовки корпусов изготавливают из чугуна СЧ 18—36 по ГОСТ 12948—67, 12960—67.

Рабочие поверхности корпусов обработаны с шероховатостью

$\sqrt{2,0}$ — $\sqrt{1,0}$, отклонение от параллельности и перпендикулярно-

сти рабочих поверхностей корпусов 0,03—0,02 на длине 100 мм. Сварные стальные корпуса применяют в основном в приспособлениях для обработки крупных деталей. Заготовки деталей для сварных корпусов размечают и вырезают из сортовой стали толщиной 8—10 мм. Сварные стальные корпуса по сравнению с литыми чугунными имеют меньший вес, проще в изготовлении и стоят дешевле.

К недостаткам сварных корпусов относится деформация при сварке, поэтому в деталях корпуса возникают остаточные напряжения, которые влияют на точность сварного корпуса. Для снятия

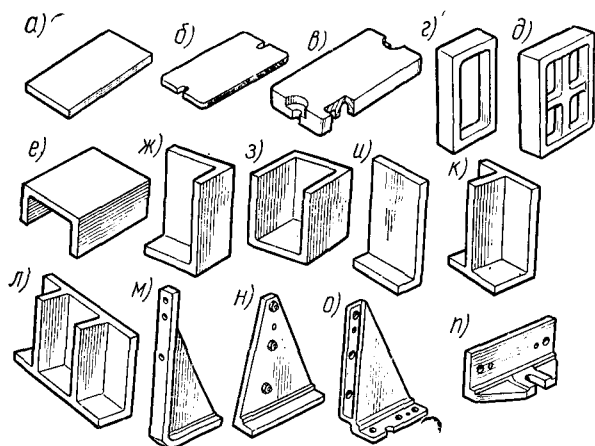


Рис. IV.4. Стандартные детали (элементы) корпусов:

а — плиты стальные; *б, в* — плиты чугунные; *г, д* — коробки; *е* — швеллеры; *ж* — трехгранник; *з* — четырехгранник; *и* — угольники; *к, л* — угольники с ребрами; *м, н, о* — ребра; *п* — планки

остаточных напряжений сварные корпуса проходят отжиг. Для большей жесткости к сварным корпусам приваривают уголки, служащие ребрами жесткости. Значительно реже применяют корпуса из алюминия и пластмассы.

Использование стандартных и нормализованных заготовок для корпусов приспособлений значительно снижает трудоемкость и стоимость изготовления станочных приспособлений и сокращает сроки подготовки производства к выпуску новой машины.

§ IV.2. Вспомогательные детали и устройства приспособлений

Делительные устройства служат для фиксации в требуемом положении относительно режущего инструмента поворотной части приспособления вместе с закрепленной обрабатываемой деталью. Делительное устройство состоит из диска с отверстиями под фиксатор и фиксатора. Делительный диск крепится на поворотной

части приспособления. Применяют фиксаторы различных конструкций.

На рис. IV.5 показан вытяжной конусный фиксатор делительного устройства. При фиксировании детали нужно повернуть головку 3 и ввести штифт 2 в пазы направляющей втулки 1. При этом конический фиксатор 6 под действием пружины 4 переместится влево в направляющей втулке 1, установленной в неподвижной части приспособления, и заскочит в одну из втулок 5, установленных в поворотной части приспособления. Из втулки 5 фиксатор 6 выводится головкой 3; при этом штифт 2 перемещается вправо по продольному пазу направляющей втулки 1. Выйдя из втулки 5, фикса-

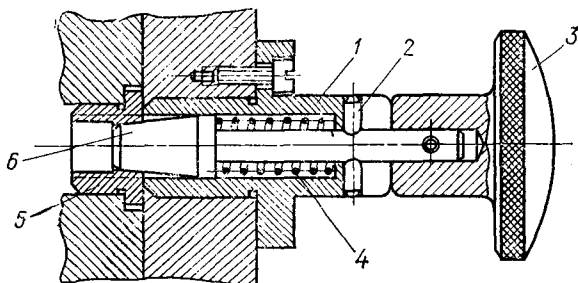


Рис. IV.5. Вытяжной конусный фиксатор делительного устройства приспособления

тор 6 головкой 3 поворачивается на угол 90° и удерживается штифтом 2 в этом положении.

К вспомогательным деталям приспособлений также относятся ручки, опорные ножки корпусов и т. д. На вспомогательные детали приспособлений имеются стандарты или нормы.

Фиксаторы кнопочного (см. рис. IV.5) и реечного типов выполняют по ГОСТ 13160—67 и 13162—67. В фиксаторах обычного типа точность сопряжения пальца со втулкой производится по посадке A/D , а в фиксаторах повышенной точности — по посадке A_1/C_1 .

ГЛАВА V

СИЛОВЫЕ ПРИВОДЫ ЗАЖИМНЫХ УСТРОЙСТВ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Применение механизации и автоматизации станочных приспособлений обеспечивает значительное повышение производительности работы станков и облегчает труд рабочего при зажиме и разжиме обрабатываемых деталей в приспособлении.

Для этих целей в станочных приспособлениях применяют пневматические, гидравлические, пневмогидравлические, механогидравлические, электромеханические, механические центробежные, вакуумные, электромагнитные и магнитные приводы, описываемые в данной главе.

§ V.1. Пневматические приводы

В массовом и крупносерийном производстве наибольшее применение получили пневматические приводы. Это объясняется тем, что пневматические приводы приспособлений имеют простую конструкцию, являются быстродействующими, просты в управлении, обладают надежностью и сравнительно недорого стоят. Общие технические требования на пневмоприводы даны в ГОСТ 18460—73.

Силовые пневматические приводы состоят из пневмодвигателей, пневматической аппаратуры и воздухопроводов.

Пневматические силовые приводы разделяют по виду пневмодвигателя на пневматические цилиндры с поршнем и пневматические камеры с диафрагмами.

По способу компоновки с приспособлениями поршневые и диафрагменные пневмоприводы разделяют на встроенные, прикрепляемые и универсальные. Встроенные пневмоприводы размещают в корпусе приспособления и составляют с ним одно целое. Прикрепляемые пневмоприводы устанавливают на корпусе приспособления, соединяют с зажимными устройствами, их можно отсоединить от него и применять на других приспособлениях. Универсальный (приставной) пневмопривод — это специальный пневмоагрегат, применяемый для перемещения зажимных устройств в различных станочных приспособлениях.

Пневматические поршневые и диафрагменные пневмодвигатели бывают одно- и двустороннего действия. В пневмодвигателях одностороннего действия рабочий ход поршня со штоком в пневмоцилиндре или прогиб диафрагмы в пневмокамере производится сжатым воздухом, а обратный ход поршня со штоком или диафрагмы со штоком — под действием пружины, установленной на штоке. Пневмоприводы одностороннего действия применяют в тех случаях, когда при зажиме детали требуется сила, большая, чем при разжиме; пневмоприводы двустороннего действия — когда при зажиме и разжиме детали в приспособлении требуется большая сила, например в приспособлениях с самотормозящимися зажимными устройствами.

Пневмоприводы по виду установки делятся на невращающиеся и вращающиеся. Невращающиеся пневмоприводы применяют в стационарных приспособлениях, устанавливаемых на столах сверлильных и фрезерных станков, вращающиеся пневмоприводы — для перемещения зажимных устройств вращающихся приспособлений (патроны токарных станков). Пневмоприводы применяют также для зажимных устройств приспособлений, устанавливаемых на непрерывно или периодически вращающихся круглых столах станков.

Замена в станочных приспособлениях ручных зажимов механизированными (пневматическими) дает большие преимущества: 1) значительное сокращение времени на зажим и разжим обрабатываемых деталей (в 4—8 раз) вследствие быстроты действия (0,5—1,2 с) пневмопривода; 2) постоянство силы зажима детали в приспособлении; 3) возможность регулирования силы зажима

детали; 4) простота управления зажимными устройствами приспособлений; 5) бесперебойность работы пневмопривода при изменениях температуры воздуха в цехе.

Недостатки пневматического привода: 1) нестабильная плавность перемещения рабочих элементов из-за сжимаемости воздуха, особенно при переменной нагрузке; 2) небольшое давление сжатого воздуха в полостях пневмоцилиндра и пневмокамеры (0,39—0,49 МПа (4—5 кгс/см²); 3) относительно большие размеры пневмоприводов для получения значительных сил на штоке пневмопривода.

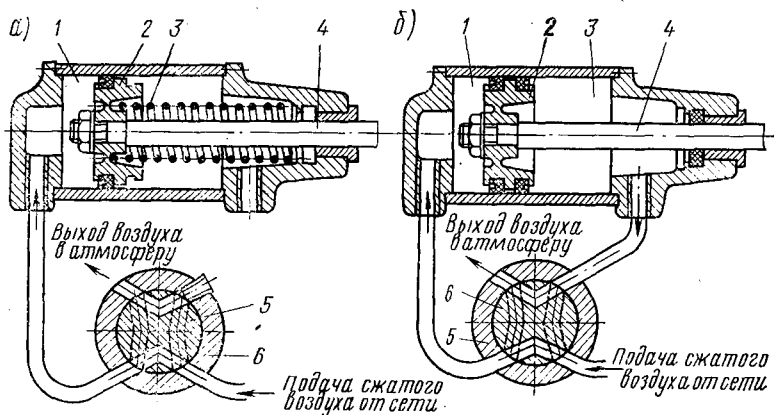


Рис. V.1. Пневмоприводы одностороннего (а) и двустороннего действия (б)

Пневматические поршневые приводы. В поршневых пневмоприводах одностороннего действия (рис. V.1, а) сжатый воздух подается только в одну полость 1 пневмоцилиндра и перемещает поршень 2 со штоком 4 вправо при зажиме детали. При разжиме детали поршень 2 со штоком 4 отводится влево пружиной 3, установленной на штоке, а воздух через золотник 5 крана 6 уходит в атмосферу. В поршневых пневмоприводах двустороннего действия (рис. V.1, б) сжатый воздух поочередно подается в полости 1 и 3 пневмоцилиндра и перемещает поршень 2 со штоком 4 при зажиме и разжиме деталей. Золотник 6 распределительного крана 5 при повороте рукоятки производит последовательную подачу сжатого воздуха в полость 1 или 3 пневмоцилиндра и выпуск воздуха из полостей 1 или 3 в атмосферу.

При расчете пневмоприводов определяют осевую силу на штоке поршня, зависящую от диаметра пневмоцилиндра и давления сжатого воздуха в его полостях. Можно по заданной силе на штоке поршня и давлению сжатого воздуха определить диаметр пневмоцилиндра. В приспособлениях с пневмоприводом следует опреде-

лять время его срабатывания. Расчет осевой силы Q на штоке поршневого привода производится по следующим формулам:

для пневмоцилиндров одностороннего действия (рис. V.1, а)

$$Q = (\pi/4) D^2 p \eta - Q_1;$$

для пневмоцилиндров двустороннего действия (рис. V.1, б) при давлении сжатого воздуха на поршень в бесштоковой полости

$$Q = (\pi/4) D^2 p \eta$$

и штоковой полости

$$Q = (\pi/4) (D^2 - d^2) p \eta.$$

Здесь D — диаметр пневмоцилиндра (поршня), см; d — диаметр штока поршня, см; $p = 0,40$ — давление сжатого воздуха, МПа ($p = 4$ кгс/см²); $\eta = 0,85$ — $0,9$ КПД, учитывающий потери в пневмоцилиндре; Q_1 — сила сопротивления возвратной пружины в конце рабочего хода поршня, Н (кгс).

Возвратная пружина на штоке при ее предельном сжатии (в конце рабочего хода поршня) должна оказывать сопротивление от 5% при больших до 20% при малых диаметрах пневмоцилиндра от силы Q на штоке пневмоцилиндра в момент зажима детали в приспособлении.

Практически применяют следующие размеры диаметров D рабочей полости цилиндров: 75, 100, 125, 200, 250, 300, 350 мм.

Определим диаметр пневмоцилиндра двустороннего действия по заданной силе Q и давлению сжатого воздуха p .

В формуле $Q = (\pi/4) D^2 p \eta$ для упрощения расчета опускаем КПД η , но для надежности зажима найденную силу Q на штоке увеличиваем в 1,5 раза. Тогда формула для Q примет вид

$$1,5Q = (\pi/4) D^2 p,$$

откуда

$$D \approx 1,4 \sqrt{Q/p}.$$

Принимая $p = 0,4$ МПа (4 кгс/см²), найдем диаметр

$$D \approx 0,7 \sqrt{Q}.$$

Найденный размер диаметра пневмоцилиндра округляют по нормали и по принятому диаметру определяют действительную осевую силу Q на штоке.

На рис. V.2 дана диаграмма работы пневмоцилиндра двустороннего действия, связывающая элементы времени t (с) и давление p МПа (кгс/см²).

Штриховая кривая на диаграмме показывает изменение давления в штоковой полости пневмоцилиндра, происходящее за промежуток времени t_1 , t_2 , t_3 . На отрезке времени t_1 давление падает от магистрального; на отрезке t_2 давление меняется, объем полости уменьшается и воздух уходит в атмосферу; на отрезке t_3 после остановки поршня давление падает до атмосферного.

Общее время (с) срабатывания пневмоцилиндра можно определить по упрощенной формуле

$$t_c = DL / (d_0^2 v),$$

где D — диаметр пневмоцилиндра, см; L — длина хода поршня, см; d_0 — диаметр воздуховода, см; v — скорость перемещения воздуха [$v = 180$ м/с при $p = 0,49$ МПа (5 кгс/см²)].

Общее время срабатывания пневмоцилиндра двустороннего действия можно определить по формуле

$$t_c = t_0 + t_1 + t_2 + t_3,$$

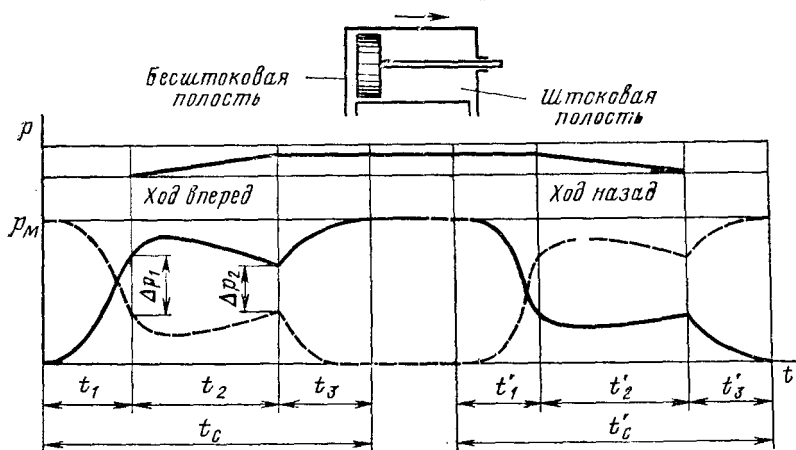


Рис. V.2. Типовая диаграмма работы пневмоцилиндра двустороннего действия

где t_0 — время срабатывания пневмоцилиндра — время, в течение которого давление в наполняемой полости изменяется от атмосферного до давления в воздушной сети; t_1 — время выстоя поршня пневмоцилиндра — время от момента открытия впускного канала воздухораспределительного крана до начала движения поршня, в этот период давления непрерывно возрастает; t_2 — время движения поршня; на этом отрезке давление сжатого воздуха может меняться в зависимости от диаметра пневмоцилиндра и вида нагрузки, оно может увеличиваться или уменьшаться; t_3 — время последствия — время от момента окончания хода поршня до полного выравнивания давления в бесштоковой полости пневмоцилиндра с давлением в воздушной сети.

Поршень в бесштоковой полости пневмоцилиндра начинает перемещаться в момент, когда осевая сила на штоке Q превышает внешнее сопротивление

$$Q = (\pi/4) d^2 \Delta p_1,$$

где Δp_1 — разность давлений в бесштоковой и штоковой полостях пневмоцилиндра, в начале хода поршня будет больше внешних сил трения покоя.

На диаграмме времени срабатывания пневмоцилиндра (сплошная кривая на рис. V.2) показан процесс изменения давления в бесштоковой полости.

Из диаграммы видно, что сила на штоке в конце хода поршня определяется не величиной давления в воздушной сети, а разностью давлений Δp_2 в бесштоковой и штоковой полостях, которая может быть в 2—2,5 раза меньше давления в воздушной сети.

Расход сжатого воздуха ($\text{см}^3/\text{ч}$) за час работы пневмоцилиндра: одностороннего действия

$$W = Vn;$$

двустороннего действия

$$W = (V + V_1)n,$$

где V — рабочий объем полости пневмоцилиндра в бесштоковой полости, см^3 ; V_1 — рабочий объем полости пневмоцилиндра в штоковой полости, см^3 ; n — число рабочих ходов поршня пневмоцилиндра в час.

Штриховая кривая на диаграмме характеризует процесс изменения давления, происходящий за те же отрезки времени в штоковой полости: в интервале t_1' давление воздуха начинает падать; в интервале t_2' оно продолжает уменьшаться, так как объем полости непрерывно сокращается и сжатый воздух через распределительный кран уходит в атмосферу; в интервале t_3' после остановки поршня давление воздуха снижается до атмосферного.

Пневмоцилиндры вращающиеся. Такие пневмоцилиндры применяются как силовой узел, для патронов, оправок и других приспособлений на токарных, токарно-револьверных и круглошлифовальных станках. Конструкция и основные размеры пневмоцилиндров регламентированы ГОСТ 16683—71.

В стандарте дано: исполнение 1 — одинарные цилиндры с одним поршнем и исполнение 2 — двохвостные с двумя поршнями.

По направлению действия осевого усилия вращающиеся приводы могут иметь два вида работы: тянущий или толкающий.

Пневмоцилиндры с помощью воздухоподводящих муфт соединяются с сетью подачи сжатого воздуха.

На рис. V.3, а, б показаны вращающийся нормализованный пневмоцилиндр и воздухоподводящая муфта M для $n_{\max} = 1200$ об/мин. Поршень и шток пневмоцилиндра через промежуточные звенья перемещают кулачки при зажиме и разжиме деталей, обрабатываемых на токарном станке.

Пневмоцилиндр установлен на заднем конце шпинделя станка и вращается вместе с ним. На корпусе 5 пневмоцилиндра винтами закреплена крышка 6. Внутри корпуса 5 размещен поршень 4 со штоком 3. В корпусе установлен валик 2, закрепленный гайкой 1, на котором смонтирована воздухоподводящая муфта M на шарикоподшипнике 9 с манжетой 11. Манжеты фиксируются упорными шайбами 8 и кольцами 10 с отверстиями для прохода сжатого воздуха.

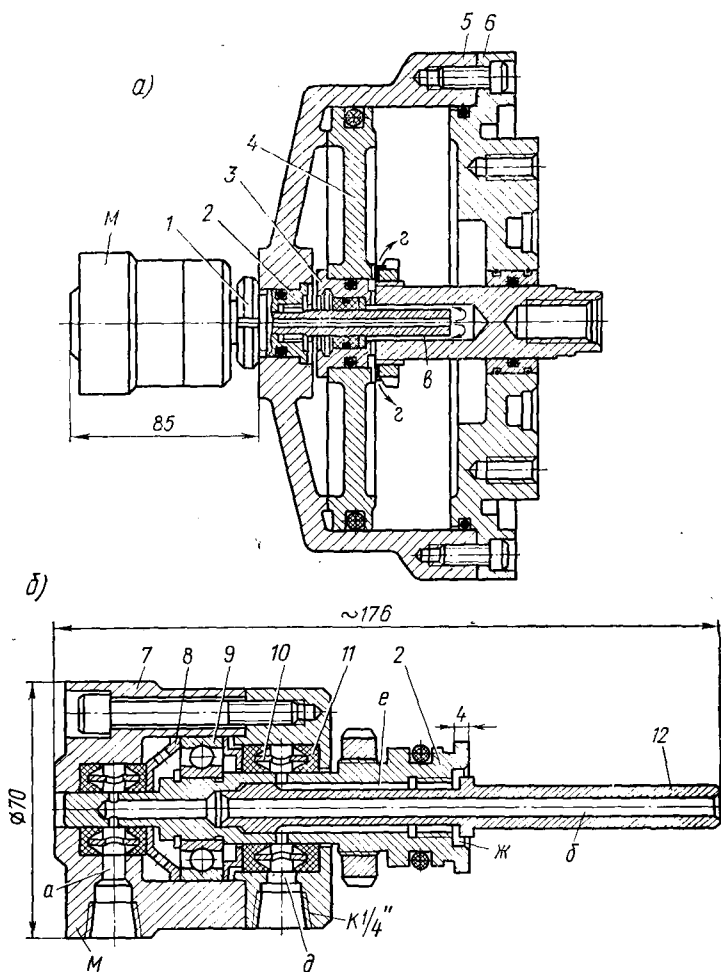


Рис. V.3. Вращающийся нормализованный пневмоцилиндр двустороннего действия (а) и воздухоподводящая муфта (б)

В отверстие валика 2 запрессован пустотелый стержень 12, по которому проходит воздух в пневмоцилиндр. Корпус 7 воздухоподводящей муфты *М* прикреплен к крышке и установлен на шарикоподшипнике 9. В резьбовые отверстия *К* 1/4" заворачиваются штуцера для присоединения резиноканевых шлангов, подводящих сжатый воздух. Сжатый воздух, подводимый к левому отверстию муфты *М*, проходит по каналам *а, б, в, г*, поступает в правую полость пневмоцилиндра и, нажимая на поршень 4, перемещает его со штоком 3 влево. Сжатый воздух, подводимый к правому отверстию муфты *М*, проходит по каналам *д, е, ж*, поступает в левую

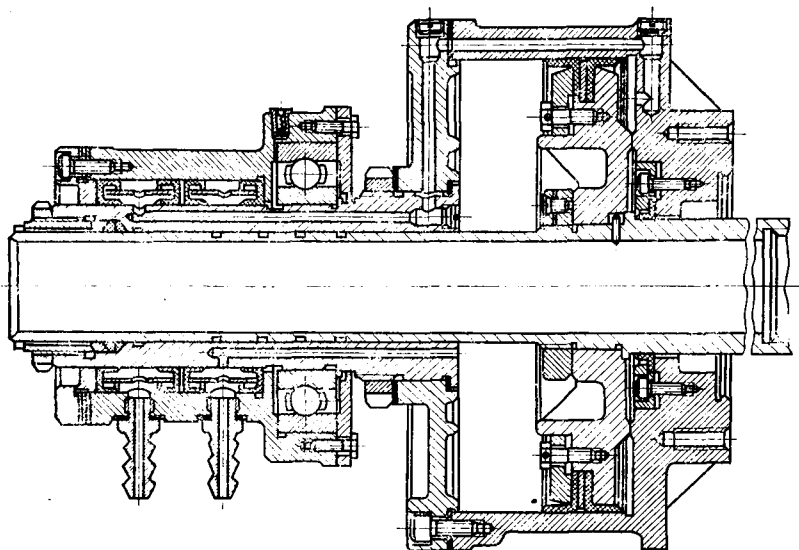


Рис. V.4. Вращающийся пневмоцилиндр с полым штоком двустороннего действия

полость пневмоцилиндра и перемещает поршень со штоком вправо. Чтобы не было просачивания сжатого воздуха из одной полости цилиндра в другую, на поршне устанавливают специальные уплотнения из маслостойкой резины. Утечке сжатого воздуха из пневмоцилиндра в атмосферу препятствуют установленные в корпусе 5 и крышке 6 резиновые уплотнения и прокладки между корпусом и крышкой, а утечке воздуха из воздухоприемной муфты *М* — уплотняющие манжеты 11.

При движении поршня со штоком влево шток через тягу и промежуточные звенья патрона перемещает кулачки к центру и деталь зажимается. Во время движения поршня со штоком вправо шток через тягу и промежуточные звенья патрона разводит кулачки и деталь разжимается.

Конструкция вращающегося пневмоцилиндра двустороннего действия с полым штоком дана на рис. V.4. Пневмоцилиндр с по-

лым штоком применяется при обработке деталей из прутка или трубы на токарных и револьверных станках.

Стационарные пневмоцилиндры. Стационарными называют пневмоцилиндры, корпус которых жестко закреплен на приспособлении. Они предназначены для механизации и автоматизации станочных приспособлений. На стационарные пневмоцилиндры двустороннего действия в машиностроении установлен ГОСТ 15608—70.

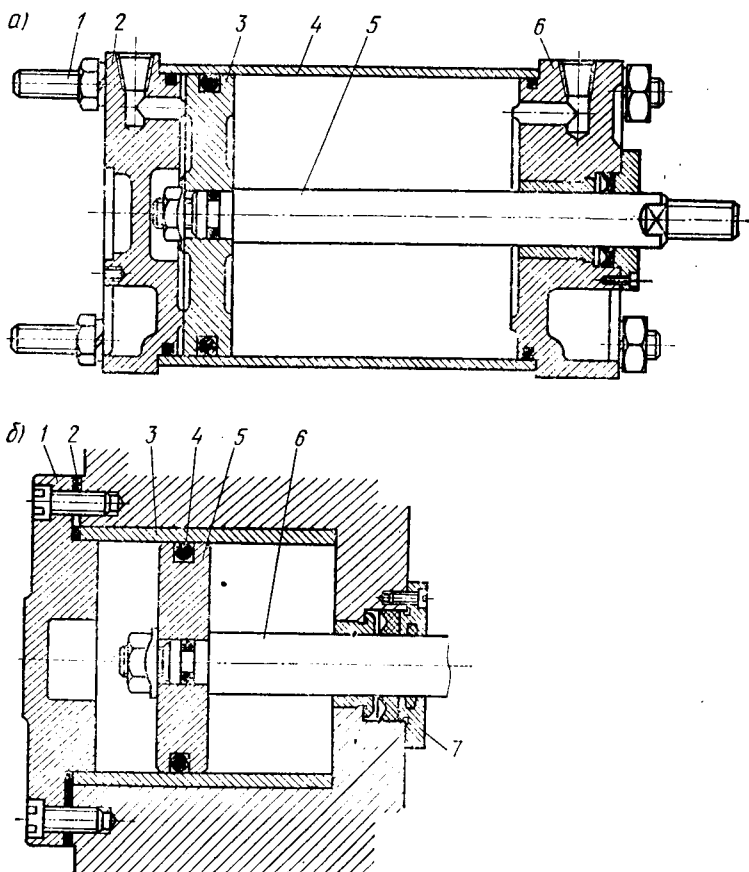


Рис. V.5. Стационарный пневматический цилиндр:

а — схема; 1 — скрепляющие шпильки; 2 — задняя крышка; 3 — поршень; 4 — гильза; 5 — шток; 6 — передняя крышка; б — компоновка: 1 — крышка цилиндра, 2 — прокладка, 3 — гильза, 4 — резиновое кольцо, 5 — поршень, 6 — шток, 7 — крышка

По способу крепления к приспособлениям пневмоцилиндры подразделяют на четыре типа: с удлиненными стяжками, с фланцевым креплением, с лапками, с шарнирным креплением.

На рис. V.5, а показан стационарный пневмоцилиндр, который крепится к корпусу приспособления удлиненными стяжками. Сжа

тый воздух подается в полости цилиндра через штуцера, которые завинчены в резьбовые конические отверстия крышек 2 и 6.

На рис. V.5, б дана компоновка встроенного пневмоцилиндра. В чугунный корпус приспособления запрессовывают стальную или латунную гильзу 3, являющуюся корпусом пневмоцилиндра.

Встроенные пневмоцилиндры применяют в специальных и переналаживаемых приспособлениях с небольшими габаритными размерами.

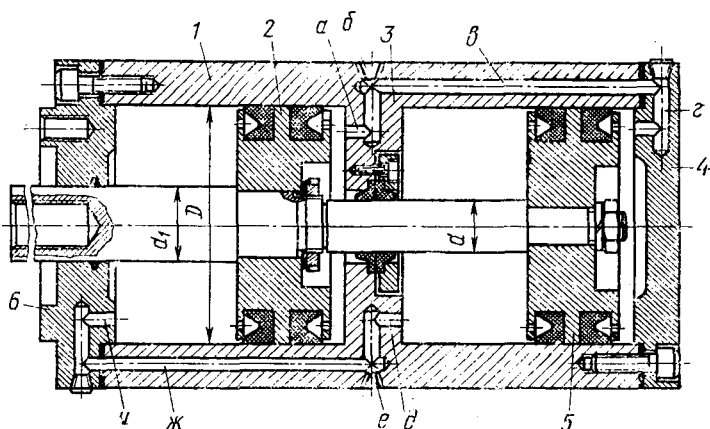


Рис. V.6. Пневмоцилиндр двустороннего действия с двумя поршнями на общем штоке

На рис. V.6 показан сдвоенный стационарный пневмоцилиндр с двумя поршнями на одном штоке. Такой пневмоцилиндр при рабочем ходе поршней создает осевую силу на штоке, примерно в 2 раза большую по сравнению с пневмоцилиндром с одним поршнем такого же размера. Корпус 1 пневмоцилиндра разделен перегородкой 3 на две части. На корпусе винтами закреплены крышки 4 и 6. При подаче через штуцер в отверстие б сжатый воздух расходится по каналам а, в, г корпуса и, поступая в правые полости цилиндра, давит на поршни 2, 5 и перемещает их влево. В случае подачи через штуцер в отверстие е сжатый воздух расходится по каналам д, ж, и корпуса и, поступая в левые полости цилиндра, перемещает поршни вправо.

Диаметры цилиндров D , штоков d и величины ходов l установлены по ГОСТ 6540—68: $D=160\div 320$ мм; $d=32, 45$ мм; $l=32, 40$ мм. Цилиндры с двумя и тремя поршнями на одном штоке применяют в качестве пневмоприводов для стационарных и вращающихся приспособлений, когда требуется при небольшом диаметре цилиндра получить большую силу на штоке, а конструкция станка или приспособления не позволяет применить пневмоцилиндр большего диаметра.

Сила на штоке пневмоцилиндра с двумя поршнями (см. рис. V.6) при толкающем движении поршней со штоком влево определяется по формуле

$$Q = (\pi/4)(2D^2 - d^2) p \eta.$$

При тянущем движении поршней со штоком вправо сила на штоке:

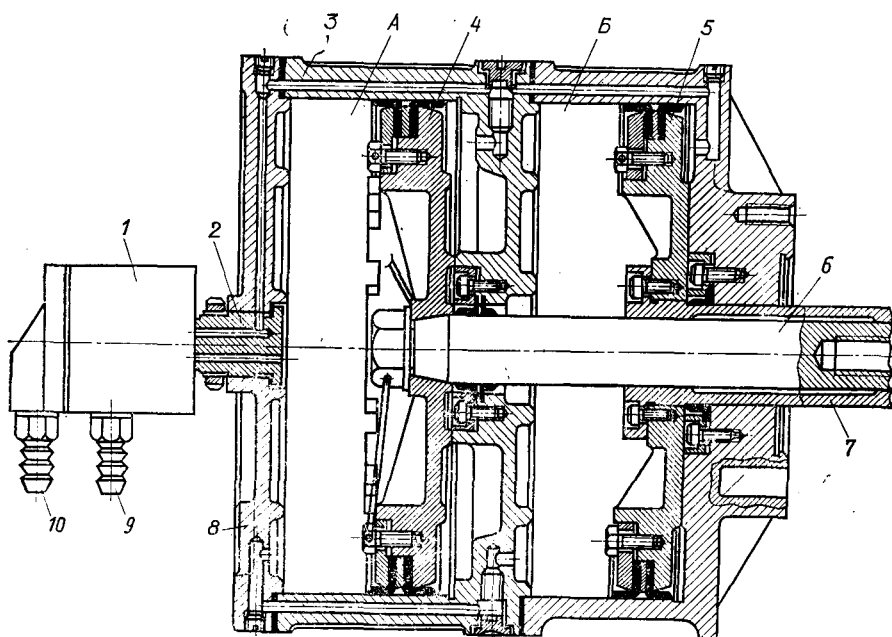


Рис. V.7. Пневмоцилиндр двустороннего действия с двумя независимо перемещающимися поршнями

с одинаковым диаметром штока

$$Q = (\pi/2)(D^2 - d^2) p \eta;$$

с разными диаметрами штока

$$Q = (\pi/4)(2D^2 - d^2 - d_1^2) p \eta,$$

где D — диаметр поршня пневмоцилиндра, см; d, d_1 — диаметры штока в полостях цилиндра, см; $p = 0,4$ — давление сжатого воздуха, МПа ($p = 4$ кгс/см²); $\eta = 0,85 \div 0,9$ — КПД пневмоцилиндра.

Если требуется одновременно привести в действие два независимых зажимных устройства приспособления, применяют вращающийся пневмоцилиндр (рис. V.7) с двумя поршнями 4 и 5, закреп-

ленными на штоках 6 и 7 и перемещающимися независимо один от другого.

Корпус 3 пневмоцилиндра состоит из двух половин и разделен перегородкой на две полости А и Б. В полости А перемещается поршень 4 со штоком 6, а в полости Б — поршень 5 со штоком 7. Сжатый воздух из сети через штуцер 10 поступает в неподвижный воздухоприемник 1 и по каналам в оси 2, крышке 8 и корпусе 3 попадает в правые части полостей А и Б и перемещает поршни 4 и 5 со штоками 6 и 7 влево. Во время подачи сжатого воздуха через штуцер 9 в воздухоприемник 1 воздух по нижнему каналу в оси 2 подается в левую часть полости А, а по каналу в крышке 8 и нижнему каналу в корпусе 3 — в левую часть полости Б. При этом сжатый воздух одновременно перемещает поршни 4 и 5 со штоками 6 и 7 вправо. Поршни и штоки при движении влево или вправо через тяги, рычаги и промежуточные звенья перемещают зажимные устройства приспособлений при зажиме и разжиме обрабатываемой детали в приспособлении.

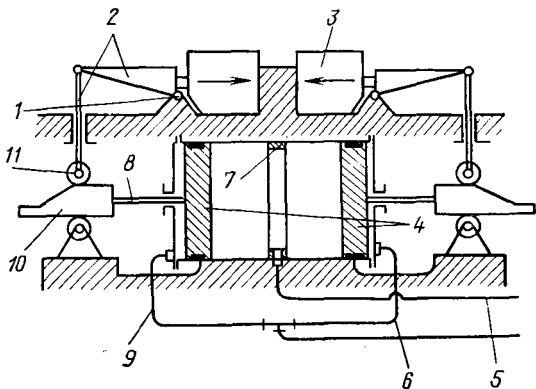


Рис. V.8. Схема работы встроенного пневмоцилиндра двустороннего действия с двумя поршнями

На рис. V.8 дана схема пневмоцилиндра двустороннего действия с двумя поршнями 4, независимо перемещающимися в противоположных направлениях. Сжатый воздух из сети по трубопроводу 5 через штуцер поступает в бесштоковые полости пневмоцилиндра и перемещает поршни 4 со штоками 8 в противоположных направлениях. При этом наклонные поверхности клиньев 10 перемещают вверх ролики 11, вертикальные плечи двуплечих рычагов 2, а горизонтальные плечи этих рычагов, поворачиваясь около неподвижных осей 1, зажмут одновременно обрабатываемые детали 3. После обработки деталей распределительный кран переключается и сжатый воздух из сети, пройдя по трубопроводам 9 и 6 и боковым штуцерам, поступает в штоковые полости пневмоцилиндра и перемещает поршни 4 со штоками 8 к центру до упора 7. При этом ролики 11 катятся по наклонной поверхности клиньев и рычаги 2, поворачиваясь около осей 1, опускаются и разжимают детали 3.

Плавающие пневмоцилиндры. Это пневмоцилиндры, в которых сжатый воздух перемещает корпус и поршень при зажиме и разжиме детали одновременно в двух противоположных направлениях.

Плавающие пневмоцилиндры применяются как механизированные приводы в специальных станочных приспособлениях.

На рис. V.9, а показано стационарное приспособление с плавающим пневмоцилиндром. В серье, установленной на верхнем конце штока 6, и в серье нижней крышки 9 цилиндра 8 закреплены на осях шарнирно-рычажные механизмы. Во время поступления сжатого воздуха в бесштоковую полость А цилиндра 8 поршень 7 со штоком 6 перемещается вверх, а цилиндр 8 — вниз. Рычаги 4, установленные на осях 3 и 5, поворачивают около осей 2 прихваты 1, которые зажимают обрабатываемую деталь 10. При впуске сжа-

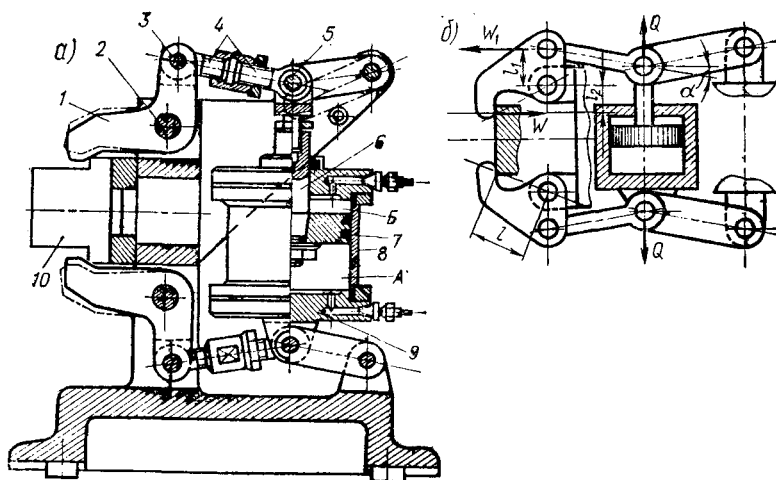


Рис. V.9. Плавающий пневмоцилиндр с двухрычажным усилителем одностороннего действия

того воздуха в верхнюю штоковую полость В цилиндра 8 поршень 7 со штоком 6 опускается, а цилиндр 8 поднимается. Рычаги 4 поворачивают на осях 3 прихваты 1 в положение, показанное пунктиром, — деталь разжимается. Пневмопривод имеет вверху и внизу двухрычажные шарнирные механизмы-усилители одностороннего действия.

Сила Q на штоке плавающего пневмоцилиндра и сила W зажима детали (рис. V.9, б)

$$Q = W (l_2/l_1) \operatorname{tg}(\alpha + \beta) (1/\eta);$$

$$W = Q l_1 \eta [l_2 \operatorname{tg}(\alpha + \beta)],$$

или

$$Q = W_1 \operatorname{tg}(\alpha + \beta),$$

где $W_1 = W (l_2/l_1) (1/\eta)$; $\beta = \arcsin f_0$ — дополнительный угол к углу α , учитывающий потери от трения на осях; f_0 — коэффициент трения.

Пневмоцилиндры с рычагом-усилителем. Такие пневмоцилиндры развивают на штоке осевую силу, в несколько раз большую, чем пневмоцилиндры с таким же внутренним диаметром, но без рычага-усилителя. Пневмоцилиндры с рычагом-усилителем применяют в стационарных приспособлениях, где требуется большая сила зажима обрабатываемой детали при небольшом диаметре цилиндра.

На рис. V.10 показан нормализованный пневмоцилиндр с рычагом-усилителем, приводящим в действие зажимные устройства приспособлений при зажиме и разжиме обрабатываемых деталей.

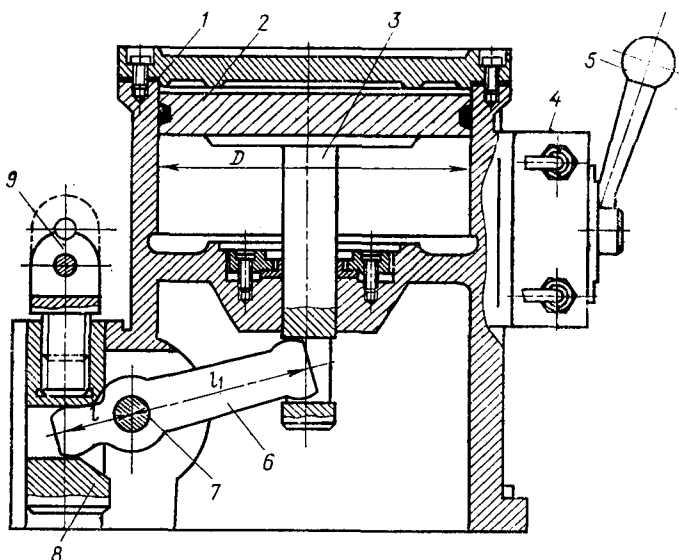


Рис. V.10. Пневмопривод с рычагом-усилителем

В пневмоцилиндре 1 установлен поршень 2 со штоком 3. На нижнем конце штока 3 имеется паз, в который входит длинное плечо рычага-усилителя 6, установленного на оси 7. Короткое плечо рычага 6 входит в паз ползуна 8. В верхний конец ползуна ввинчена серьга 9, которая соединяется с зажимным устройством приспособления. При соответствующем повороте рукоятки 5 распределительного крана 4 сжатый воздух через штуцера последовательно поступает в бесштоковую или штоковую полость пневмоцилиндра 1 и перемещает поршень 2 со штоком 3 вниз или вверх. Поршень 2 через шток 3, рычаг-усилитель 6, плунжер 8 и серьгу 9 перемещает зажимные устройства, которые производят зажим и разжим детали в приспособлении.

Осевая сила [Н] на штоке поршня цилиндра для универсальных и специальных пневмоцилиндров (см. рис. V.10)

$$Q = (\pi/4) D^2 p \eta,$$

где D — диаметр пневмоцилиндра, см; $p=0,4$ — давление сжатого

воздуха, МПа (обычно $p=4$ кгс/см²); $i=l_1/l$ — передаточное отношение плеч рычага-усилителя; l_1 и l_2 — длины большего и меньшего плеч рычага-усилителя, см; $\eta=0,85 \div 0,9$ — КПД, учитывающий потери на трение в цилиндре.

Уплотнения пневмоцилиндров. Основным условием нормальной работы пневмоцилиндра является его полная герметичность. Пневмоцилиндр герметичен, если сжатый воздух, поступающий в его полости, не утекает в атмосферу и не просачивается из одной полости в другую. Для герметизации пневмоцилиндров применяют уплотнения кольцевых зазоров в сопряжениях поршней с цилиндрами, штоков с отверстиями.

В пневмоцилиндрах применяются два типа уплотнений:

1) манжеты V-образного сечения из маслостойкой резины по ГОСТ 6969—54 для уплотнения поршней и штоков пневмоцилиндров;

2) кольца круглого сечения из маслостойкой резины по ГОСТ 9833—73 для уплотнения поршней и штоков пневмоцилиндров.

К пневматическим цилиндрам предъявляют определенные технические требования. Они должны быть: герметичны и не допускать утечки сжатого воздуха при давлении 0,6 МПа (6 кгс/см²); проверены на прочность при давлении сжатого воздуха 0,9 МПа (9 кгс/см²); проверены на работоспособность; перемещение поршня со штоком из одного крайнего положения в другое в диапазоне рабочих давлений 0,2—0,6 МПа (2—6 кгс/см²) должно происходить плавно, без рывков, а также обеспечивать: осевую силу, развиваемую поршнем со штоком цилиндра при его перемещении с давлением сжатого воздуха 0,6 МПа (6 кгс/см²), не менее 85% от расчетной силы Q .

При применении V-образных манжет сопряжение поршня с цилиндром производится с посадкой A4/X4, шероховатость рабочей

поверхности цилиндра $0,5 \sqrt{\quad}$ $1,0 \sqrt{\quad}$.

В случае использования колец круглого сечения применяют

посадку A/X с шероховатостью поверхности цилиндра $0,25 \sqrt{\quad}$.

На основные размеры стандартных пневмоцилиндров двустороннего действия имеется ГОСТ 15608—70.

Цилиндры всех типов и диаметров имеют унифицированные детали (гильзы, штоки) и отличаются только крышками.

Поршни изготавливают сборными и цельными из чугуна или алюминиевого сплава.

Штоки стальные на одном конце имеют шейку, на которую устанавливают поршень и закрепляют гайкой, а на втором конце — наружную или внутреннюю резьбу для соединения штока через тягу и промежуточные звенья с зажимным устройством приспособления.

Диафрагменные пневмоприводы (пневмокамеры). Пневмокамеры с упругими диафрагмами бывают одно- и двустороннего действия.

В зависимости от способа компоновки с приспособлениями пневмокамеры подразделяют на универсальные, встраиваемые и крепяемые.

На рис. V.11, а показана пневмокамера одностороннего действия с тарельчатой (выпуклой) диафрагмой, служащая для перемещения зажимных устройств при закреплении деталей в стационарных

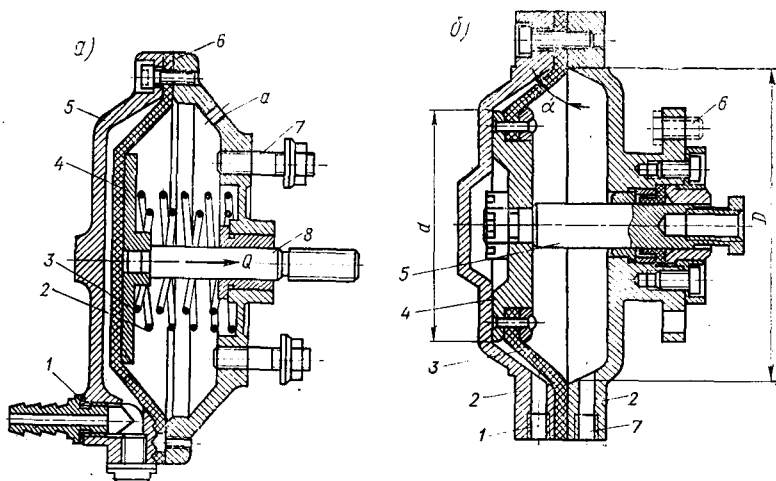


Рис. V.11. Типы пневмокамер одностороннего действия с тарельчатой диафрагмой (а) и двустороннего действия (б)

приспособлениях. Пневмокамера состоит из корпуса 5 и крышки; между ними винтами зажата тарельчатая резинотканевая диафрагма 6, жестко прикрепленная к стальному диску 4, установленному на штоке 8. От распределительного крана сжатый воздух через штуцер 1 поступает в бесштоковую полость пневмокамеры и перемещает диафрагму 6 с диском и штоком вправо. При этом шток через тягу и промежуточные звенья перемещает зажимные устройства приспособления и деталь зажимается. Во время перемещения диафрагмы вправо воздух из штоковой полости через отверстие α уходит в атмосферу. После обработки детали сжатый воздух из бесштоковой полости через отверстие штуцера 1 и распределительный кран выпускается в атмосферу. Пружины 2 и 3 отводят диафрагму с диском и штоком влево, зажимные устройства расходятся, и деталь разжимается. Пневмокамера крепится к корпусу приспособления шпильками 7.

На рис. V.11, б приведена нормализованная пневмокамера двустороннего действия, применяемая для перемещения зажимных элементов приспособления при зажиме и разжиме деталей в стационарных

нарных приспособлениях. Корпус пневмокамеры состоит из двух крышек 2, между которыми винтами зажата тарельчатая резиноканевая диафрагма 3, жестко закрепленная кольцом с заклепками на стальном диске 4, который сидит на шейке штока и закреплен корончатой гайкой. Сжатый воздух через штуцер в отверстии 1 подается в бесштоковую полость пневмокамеры и перемещает диафрагму 3 с диском 4 и штоком 5 вправо. При этом шток через промежуточные звенья перемещает зажимные устройства приспособления и деталь зажимается. После обработки детали сжатый воздух через штуцер в отверстии 7 поступает в штоковую полость пневмокамеры и перемещает диафрагму 3 со штоком 5 влево в исходное положение. При этом шток через промежуточные звенья раздвигает зажимные элементы приспособления и деталь разжимается. В это время воздух из бесштоковой полости через штуцер в отверстии 1 поступает в распределительный кран и уходит в атмосферу. Пневмокамера крепится к корпусу приспособления шпильками 6.

Корпус и крышку камеры одностороннего действия изготавливают из серого чугуна, алюминиевого сплава АЛ9В или штампуют из стали.

Тарельчатые диафрагмы изготавливают в пресс-формах из четырехслойной ткани бельтинг (ГОСТ 2924—67), с обеих сторон покрытой маслостойкой резиной. Кроме тарельчатых применяют плоские диафрагмы, вырезанные из листовой технической резины (ГОСТ 7338—65) с тканевой прокладкой толщиной до 3 мм; они могут также изготавливаться из транспортной ленты (ГОСТ 20—62).

В пневмокамерах применяются расчетные диаметры D (ГОСТ 9887—70): 75, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500 мм. Толщину диафрагмы h выбирают в зависимости от ее диаметра D ($h=4\div 8$ мм). Диаметр d опорных дисков принимают для резиноканевых диафрагм $d=0,7D$; для резиновых $d=D-2h-(2\div 4)$ мм.

Расчет диафрагменных пневмоприводов. Основными величинами, определяющими работу пневмокамеры, являются сила Q на штоке и длина рабочего хода штока.

В пневмокамерах усилие на штоке меняется при перемещении штока от исходного положения в конечное. Оптимальная длина хода штока пневмокамеры, при котором сила Q изменяется незначительно, зависит от расчетного диаметра D диафрагмы, ее толщины h , материала, формы и от диаметра d опорного диска диафрагмы.

Если перемещать шток пневмокамеры на всю длину рабочего хода, то в конце хода штока вся энергия сжатого воздуха будет расходоваться на упругую деформацию диафрагмы, и полезное усилие на штоке снизится до нуля. Поэтому используют не всю длину рабочего хода штока диафрагмы, а только часть ее, чтобы сила на штоке в конце хода составляла 80—85% силы при исходном положении штока.

На рис. V.12, а, б, в представлены рациональные длины ходов штока от исходного до конечного положений.

Приближенно сила Q на штоке пневмокамер одностороннего действия для тарельчатых (выпуклых) и плоских диафрагм из резиновой ткани определяется по формулам:

в исходном положении штока

$$Q = (\pi/16) (D + d)^2 p - Q_1;$$

после перемещения штока на длину $0,3D$ для тарельчатых и $0,07D$ для плоских диафрагм

$$Q = (0,75\pi/16) (D + d)^2 p - Q_1.$$

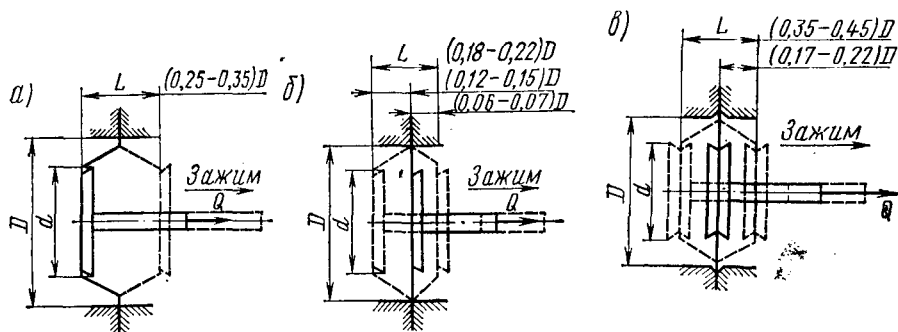


Рис. V.12. Оптимальные длины ходов штока от исходного до конечного положения — зажим:

a — для тарельчатой резиноканевой диафрагмы из ткани бельтинг; *б* — плоской резиноканевой диафрагмы; *в* — плоской резиновой диафрагмы

Сила Q на штоке пневмокамеры для плоских резиновых диафрагм при подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость:

в начальном положении штока

$$Q = (\pi/4) d^2 p - Q_1;$$

в положении штока после перемещения на длину $0,22D$

$$Q = (0,9\pi/4) d^2 p - Q_1.$$

Оптимальная длина хода штока пневмокамеры одностороннего действия от исходного до конечного положения штока [см]:

для тарельчатой резиноканевой диафрагмы

$$L = (0,25 \div 0,35) D;$$

для плоской резиноканевой диафрагмы

$$L = (0,18 \div 0,22) D.$$

Приближенно сила Q на штоке диафрагменной пневмокамеры двустороннего действия для тарельчатых (выпуклых) и плоских

резинотканевых диафрагм при подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость определяется по формулам:

в исходном положении штока

$$Q = (\pi/16) (D+d)^2 p;$$

после перемещения штока на длину $0,3D$ для тарельчатых и $0,07D$ для плоских резинотканевых диафрагм

$$Q = (0,75\pi/16) (d+D)^2 p.$$

Сила Q на штоке при подаче сжатого воздуха в штоковую полость:

в исходном положении штока

$$Q = (\pi/16) [(D+d)^2 - d_1^2] p;$$

после перемещения штока на длину $0,3D$ для тарельчатых и $0,07D$ для плоских резинотканевых диафрагм

$$Q = (0,75\pi/16) [(D+d)^2 - d_1^2] p.$$

Сила Q на штоке пневмокамеры для плоских резиновых диафрагм при подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость:

$$Q = (\pi/4) d^2 p.$$

после перемещения штока на длину $0,22D$

$$Q = (0,9\pi/4) d^2 p.$$

Здесь D — диаметр диафрагмы внутри пневмокамеры, см; d — диаметр опорного диска диафрагмы, см; p — давление сжатого воздуха, МПа (кгс/см²); Q_1 — сопротивление (сила) возвратной пружины при конечном рабочем положении штока, Н (кгс); d_1 — диаметр штока, см.

На рис. V.13 показана вращающаяся пневмокамера двустороннего действия, которая через шток, тягу и промежуточные звенья перемещает кулачки патрона при зажиме и разжиме детали в патроне.

Пневмокамеру устанавливают на заднем конце шпинделя токарного станка. Корпус пневмокамеры состоит из крышек 1 и 2, между которыми винтами зажаты промежуточный диск 3 и две резинотканевые диафрагмы 5. Между диафрагмами установлен диск 4, жестко соединенный со штоком 6 и диафрагмами. Сжатый воздух через штуцер 9 и канал 10 поступает в правую полость пневмокамеры и перемещает диафрагмы 5 со штоком 6 влево. Шток 6 через тягу и промежуточные звенья перемещает кулачки патрона к центру, и деталь зажимается. После обработки детали сжатый воздух через штуцер 8 и канал 11 поступает в левую полость пневмокамеры и диафрагмы 5 со штоком 6 перемещаются вправо. Шток через тягу и промежуточные звенья разводит кулачки патрона, и деталь разжимается.

На левом конце штока 6 закреплен воздухоприемник 7 двустороннего действия, через который сжатый воздух проходит в правую или левую полости пневмокамеры. При вращении шпинделя станка воздухоприемник 7 не вращается, но движется со штоком 6 вдоль его оси.

Для уменьшения веса крышки вращающихся пневмокамер следует изготавливать алюминиевыми.

Пневмокамеры (рис. V.13) применяют в тех случаях, когда шток должен передавать значительные силы зажимным устройствам патрона при закреплении и раскреплении детали. Основные размеры пневмокамеры нормализованы.

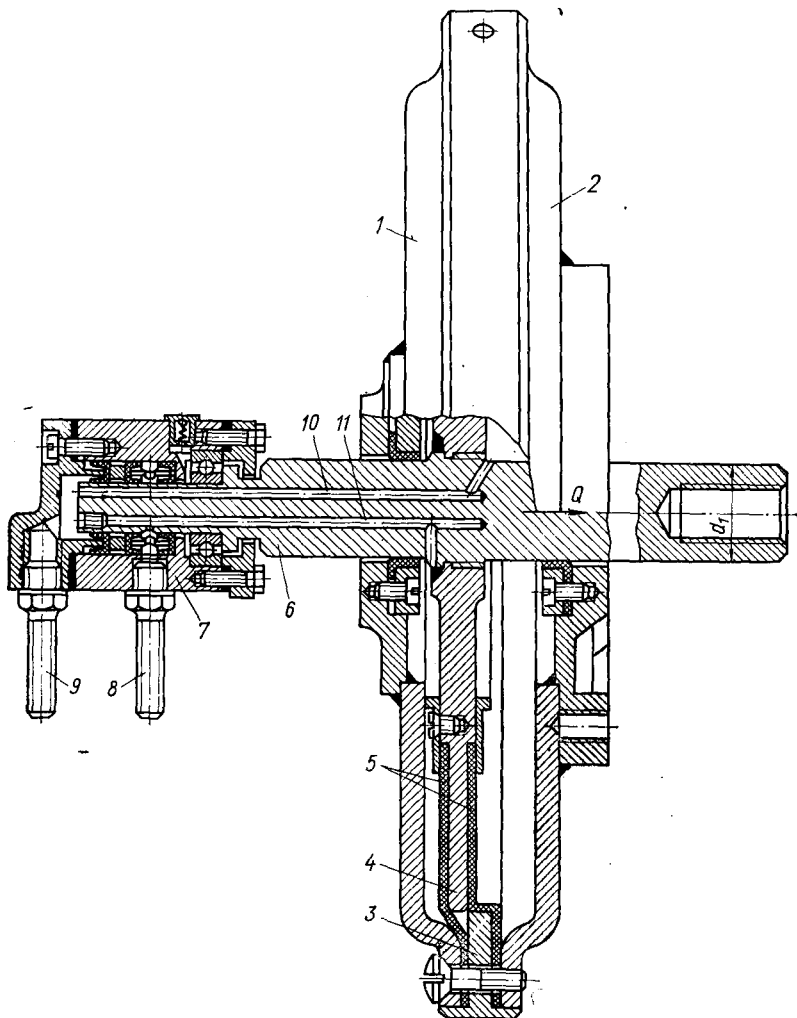


Рис. V.13. Вращающаяся пневмокамера двустороннего действия

Приближенно сила Q на штоке вращающихся пневмокамер двустороннего действия с двумя диафрагмами при поступлении сжатого воздуха в любую полость:

$$Q = 0,04\pi [(D+d)^2 - d_1^2] p,$$

где D — диаметр диафрамы пневмокамеры, см; d — диаметр опорного диска, см; d_1 — диаметр штока, см; p — давление сжатого воздуха, МПа (кгс/см²).

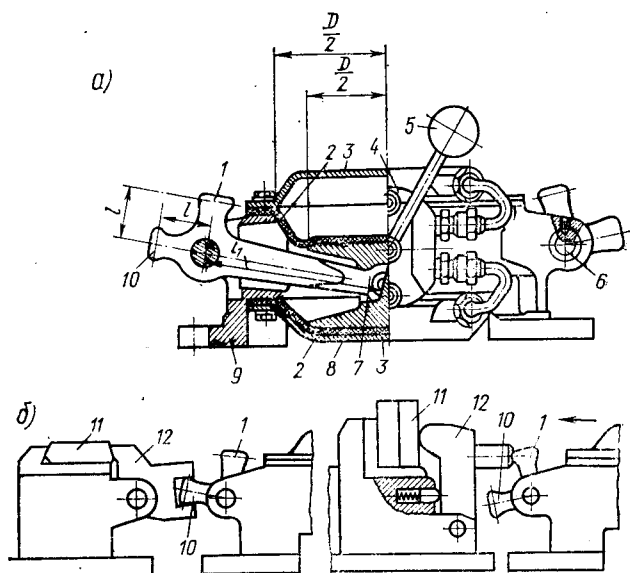


Рис. V.14. Универсальная пневмокамера двустороннего действия с рычагом-усилителем (а) и примеры ее для зажима деталей в приспособлении (б)

На рис. V.14, а представлена универсальная приставная пневмокамера двустороннего действия с рычагом-усилителем. Ее применяют для механизации перемещения зажимных устройств приспособлений при обработке деталей на фрезерных и сверлильных станках.

На корпусе 9 пневмокамеры смонтированы две крышки 3, между которыми зажаты две тарельчатые диафрагмы 2, жестко прикрепленные к стальному штоку 8. В паз штока справа и слева вставлены длинные плечи рычагов-усилителей 7, расположенные на осях 6. На конце плеч рычагов 7 имеется по два коротких отростка 1 и 10. Рычаг 7 отростками 10 перемещает зажимные устройства при-

способлений по вертикали, а отростками 1 — по горизонтали. При последовательной подаче сжатого воздуха в верхнюю или нижнюю полости пневмокамеры диафрагмы 2 со штоком 8 движутся вниз или вверх и отростками 10 или 1 рычагов 7 перемещают зажимные устройства приспособлений при зажиме и разжиме деталей, обрабатываемых на станке. Пневмокамера с двумя рычагами 7 может одновременно обслуживать два приспособления, так как каждый рычаг присоединяется к одному приспособлению. Последовательная подача сжатого воздуха в верхнюю или нижнюю полость пневмокамеры производится распределительным краном 4 при повороте рукоятки 5 вправо или влево.

На рис. V.14, б даны примеры применения приставной диафрагменной пневмокамеры двустороннего действия с рычажным усилителем для перемещения зажимных устройств приспособлений при зажиме и разжиме обрабатываемых деталей. При перемещении вверх или вниз диафрагм (рис. V.14, а) со штоком 8 рычаги 7 отростками 10 или 1 поворачивают на оси прихваты 12 (рис. V.14, б) при зажиме и разжиме обрабатываемых деталей 11.

Приблизленно сила Q на штоке пневмокамеры двустороннего действия с двумя тарельчатыми диафрагмами (рис. V.14, а) и рычагом-усилителем:

$$Q=0,04\pi (D+d)^2 pi,$$

где D — диаметр диафрагм внутри пневмокамеры, см; d — диаметр опорного кольца (штока), см; p — давление сжатого воздуха МПа (кгс/см²); i — передаточное отношение плеч рычага-усилителя.

Моменты относительно оси поворота рычага-усилителя равны. Из равенства моментов определяют силу зажима W детали, развиваемую короткими плечами 10 или 1 рычага-усилителя:

$$M_Q=M_W; \quad Ql_1=Wl,$$

откуда

$$W=Ql_1/l.$$

Ход штока длинного плеча рычага-усилителя 7 пневмокамеры [мм]

$$L=0,3D.$$

Ход короткого плеча 10 или 1 рычага-усилителя 7

$$x=Ll/l_1.$$

Пневмокамеры по сравнению с пневмоцилиндрами имеют ряд преимуществ: 1) более просты по конструкции и стоят дешевле; 2) требуют меньшей точности изготовления и чистоты обрабатываемых поверхностей деталей; 3) при нормальных условиях экс-

плуатации диафрагменные пневмокамеры выдерживают до износа 600 000 включений, а уплотнения деталей пневмоцилиндра — значительно меньше; 4) у пневмокамер одностороннего действия отсутствует утечка воздуха, а у пневмокамер двустороннего действия уплотнение применяют только на штоке.

Недостатками пневмокамер являются небольшая величина перемещения диафрагмы со штоком и уменьшение усилия на штоке пневмокамеры при его перемещении из исходного в конечное положение.

Пневмокамеры применяют в тех случаях, когда требуется небольшой ход штока и небольшая осевая сила на штоке пневмокамеры.

Вспомогательная аппаратура пневматических приводов. Для надежной работы приспособлений с пневматическим приводом в сеть подвода сжатого воздуха включают ряд приборов. Для последовательной подачи сжатого воздуха в полости пневмоцилиндра применяют распределительные краны с ручным управлением и воздухораспределители автоматического действия.

Регулирование давления сжатого воздуха в цилиндре производится регуляторами давления. Изменение скорости перемещения поршня в цилиндре осуществляется дросселями. Торможение поршня в конце рабочего хода выполняют тормозные золотники.

Чтобы обеспечить постоянное давление сжатого воздуха в пневмоцилиндре при резком уменьшении давления в сети, применяют обратные клапаны и реле давления. Очистка сжатого воздуха, поступающего из сети в цилиндр, от влаги и механических примесей производится влагоотделителями с фильтрами. Для смешивания сжатого воздуха с распыленным маслом применяют пневматические масленки. Пневмопривод подключают к цеховой пневмосети через вводные краны.

Комплект необходимой пневмоаппаратуры в зависимости от конструкции пневмопривода может меняться. Минимальный комплект пневмоаппаратуры для любого пневмопривода: распределительный кран, влагоотделитель и маслораспылитель.

На рис. V.15 показана схема присоединения пневмопривода с вращающимся пневмоцилиндром 2 к воздушной сети и патрону 6, установленному на шпинделе токарного станка. Из воздушной цеховой сети сжатый воздух подают в воздушный фильтр 11, затем по трубопроводу — в регулятор давления 3 с манометром 4, масленку 5 для распыления масла, обратный клапан 7, распределительный кран 8 и по воздуховодам 9 или 10 — в невращающуюся воздухоподводящую муфту 1. Переключая кран 8, сжатый воздух последовательно подают в правую или левую полость пневмоцилиндра 2 двустороннего действия.

Фильтры-влагоотделители воздушные (ГОСТ 17437—72) применяют для очистки сжатого воздуха, поступающего из сети, от влаги и механических примесей. Поступающий внутрь влагоотделителя сжатый воздух мгновенно расширяется и охлаждается. Сконденсированные водяные пары капельками оседают на стенках

его резервуара и затем удаляются при его заполнении. По ГОСТ 17437—72 эти устройства изготавливают трех типов: 1 — центробежного действия, без фильтрующего элемента; 2 — центробежного действия с фильтрующим элементом; 3 — контактного действия с резьбовым креплением.

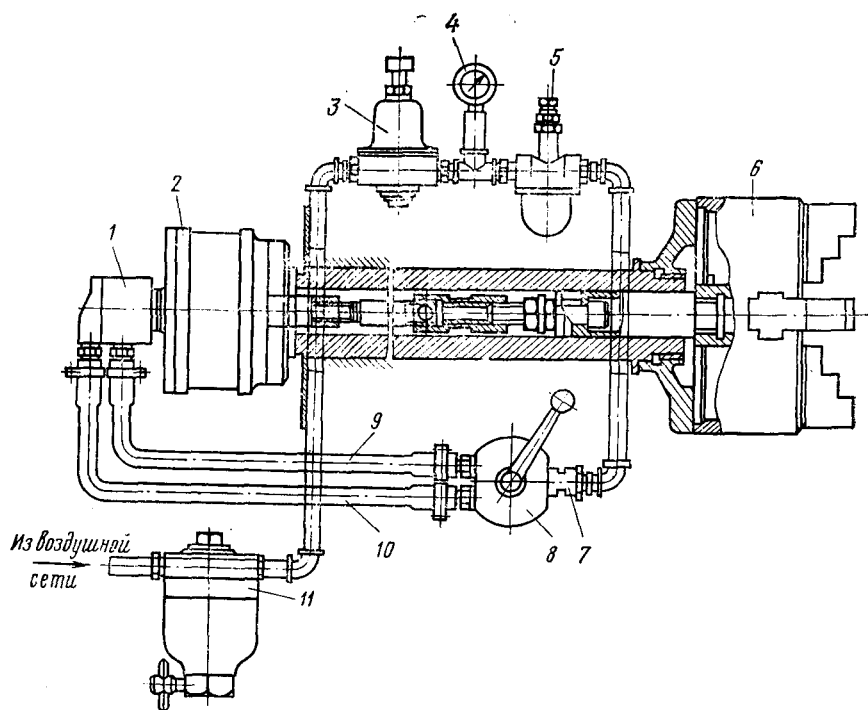


Рис. V.15. Схема пневмопривода с вращающимся цилиндром, закрепленным на заднем конце шпинделя станка

Конструкция и работа фильтра-влагоотделителя показана на рис. V.16, а. Сжатый воздух из сети через отверстие П проходит в стакан 2 через щели отражателя 9 и получает движение по спиральному пути. Капельки воды, содержащиеся в потоке сжатого воздуха в свободном состоянии, под действием центробежных сил отбрасываются на поверхность стакана 2 и затем стекают в нижнюю часть стакана 2, отделенную от остальной его части заслонкой 5. Осушенный воздух проходит через фильтр 4, очищается от механических примесей и поступает к выходному отверстию О. Удаление накопившейся влаги и механических примесей из стакана 2 происходит через запорный клапан 9 под действием сжатого воздуха. Для регулирования давления в полости пневмопривода применяют диафрагменные и поршневые регуляторы давления, кото-

рые регулируют давление в полости цилиндра при его настройке и затем автоматически поддерживают принятое давление.

Регуляторы давления с резиновой диафрагмой имеют более простую конструкцию и высокую надежность в работе в сравнении с поршневыми регуляторами. Регулятор давления типа В57-1 показан на рис. V.16, б. Сжатый воздух подается к штуцеру через резьбовое отверстие П в корпусе 8. При впуске сжатого воздуха пружина 2 через толкатель 7 отжимает клапан 6 от плоскости корпуса и в образовавшийся кольцевой зазор между резиновой шайбой

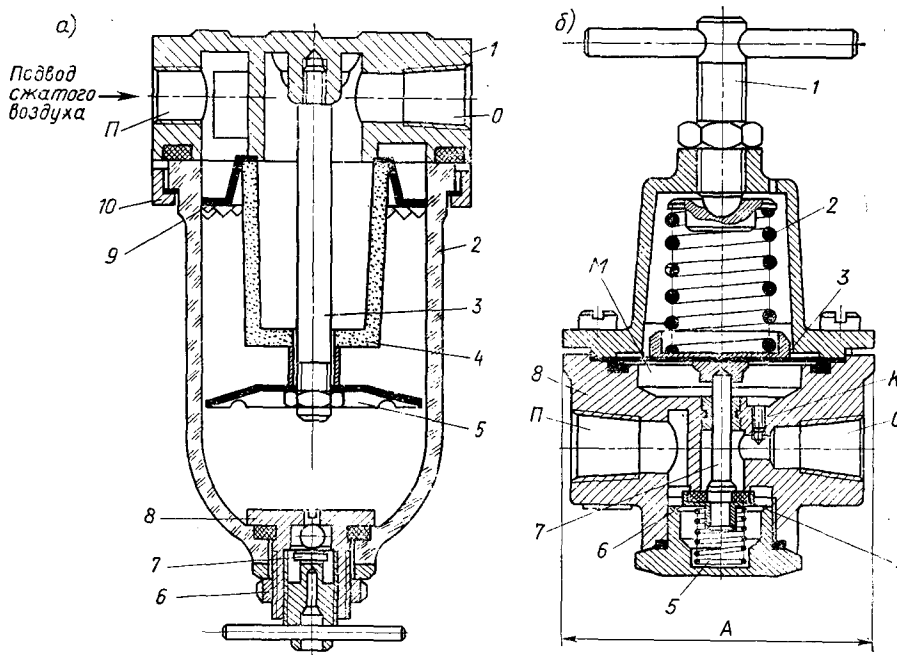


Рис. V.16. Влагодотделитель типа В41-1 (а) и регулятор давления типа В57-1 (б)

4 клапана и торцом центрального отверстия корпуса воздух поаает в отверстие О, а затем в воздухопровод системы. Одновремено сжатый воздух через отверстие К поступает в полость М и, нажимая на диафрагму 3, уравнивает силу давления пружины 2. При уменьшении давления сжатого воздуха в системе, к которо подключен выходным отверстием О регулятор, ниже установленно величины указанное равновесие нарушится. Диафрагма 3 под деіствием пружины 2 прогнется и через толкатель 7 отождмет клапа 6, увеличив поступление сжатого воздуха из отверстия П в выходное отверстие О. Клапан 6 будет открыт, пока давление в выходном отверстии О и в полости М не повысится до заданной велич

ны, и диафрагма 3, сжимая пружину 2, выпрямится. Следовательно, давление на выходном отверстии *О* регулятора поддерживается постоянным и соответствует силе пружины 2. Заданное давление сжатого воздуха на выходном отверстии *О* регулируется винтом 1, сжимающим пружину 2. Когда пружина 2 разжата, клапан 6 с резиновым кольцом 4 под действием пружины 5 перекрывает проход воздуха из отверстия *П* в отверстие *О*. Для лучшего уплотнения в клапан 6 установлено кольцо 4 из маслостойкой резины. Основные

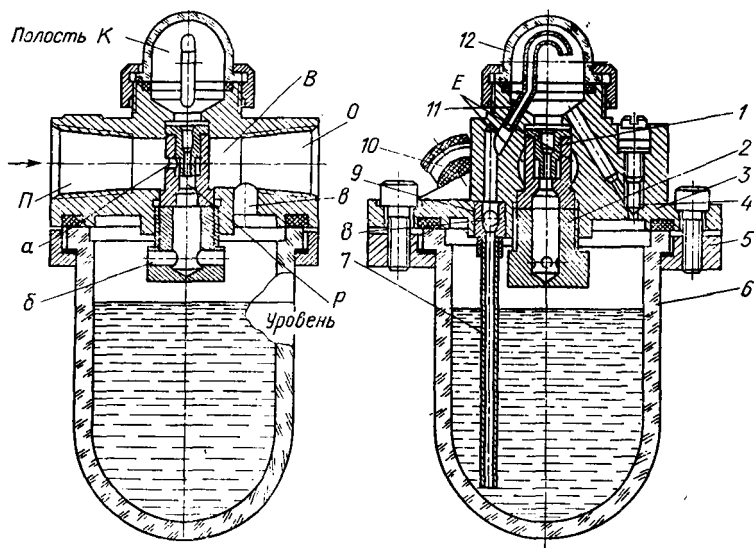


Рис. V.17. Маслораспылитель типа В44-2

параметры и размеры регуляторов (пневмоклапанов) регламентированы ГОСТ 18468—73.

Маслораспылитель. Он включается в пневмосеть перед распределительным краном. Сжатый воздух, проходя через маслораспылитель, насыщается распыленным маслом для смазки трущихся поверхностей деталей пневмоцилиндра. Следует применять маслораспылители не с одинарным, а с двойным распылением, так как в этом случае образуются более мелкие частицы распыляемого масла и поэтому происходит лучшая смазка пневмоцилиндра.

На рис. V.17 показан маслораспылитель типа В44-2. Сжатый воздух из магистрали подается к штуцеру, ввинченному в резьбовое отверстие *П* в корпусе 3. В маслораспылителе поток воздуха разделяется на основной поток, идущий через кольцевой канал *Е* к выходному отверстию *О*, и меньший поток, идущий через каналы *а*, *б* и *в*.

При полном открытии дросселя 4 давление в резервуаре 6 под масло и в полости *K* одинаково, поэтому образования масляных капель не происходит. При перемещении дросселя 4 давление в полости *K* станет меньше, чем в резервуаре 6, поэтому масло поднимается по трубке 7, отжимает шарик 8 от входного отверстия втулки 9 и поступает в трубку 11. В зоне *P* распылителя (после кольцевого канала) происходит уменьшение давления и масло высасывается из трубки 11, проходит через небольшое отверстие распылителя 1 и распыляется в потоке сжатого воздуха. Более тяжелые частицы масла падают на поверхность масла в резервуаре 6, а легкие вследствие местного понижения давления в зоне *B* вместе с потоком воздуха идут через отверстие *в* в корпусе к выходному отверстию *O*. Частицы масла, попадая в основной поток сжатого воздуха, проходят вторичное распыление, поэтому для смазки пневмосистемы поступают только мельчайшие его частицы.

Расход масла регулируется дросселем 4. При закрытом дросселе разность давления в резервуаре 6 и в полости *K* будет наибольшей и расход масла тоже будет наибольший. Шарик 8 препятствует понижению уровня масла в трубках 7 и 11, когда сжатый воздух через маслораспылитель не проходит. Резервуар 6 заполняется маслом через пробки 10 до уровня, обозначенного на резервуаре линией. Прозрачный колпачок 12 обеспечивает визуальное наблюдение за каплепадением в маслораспылителе.

Распределительные краны. Они служат для поочередной подачи сжатого воздуха в полости пневмоцилиндра или пневмокамеры и выпуска в атмосферу отработанного сжатого воздуха.

В зависимости от числа рабочих позиций рукоятки и числа каналов для перемещения сжатого воздуха распределительные краны разделяются на:

однопозиционные трехходовые для подачи сжатого воздуха в одну полость пневмоприводов одностороннего действия;

двухпозиционные четырехходовые для последовательной подачи сжатого воздуха в обе полости пневмоприводов двустороннего действия;

трехпозиционные многоходовые для одновременного управления последовательной работой двух пневмоприводов.

Распределительные краны бывают с плоским, цилиндрическим и коническим золотником. Наиболее простыми по конструкции и надежными в работе являются двухпозиционные четырехходовые краны с плоским золотником.

На рис. V.18 показан двухпозиционный четырехходовой кран с плоским золотником (типа В71-2). Кран состоит из чугунного корпуса 6, крышки 2, плоского золотника 5, валика 7, установленного в крышке и соединенного с золотником, рукоятки 1, закрепленной на валике, и пружины 4, прижимающей золотник к крышке.

Золотник крана при повороте поочередно соединяет полости пневмоцилиндра с сетью сжатого воздуха или с атмосферой. Крышка крана имеет четыре отверстия: через отверстие *д* сжатый воздух поступает из сети; отверстия *а'* и *б'* крышки через отверстие в

золотнике соединяют соответственно полости *A* и *Б* пневмоцилиндра с воздушной сетью; отверстие *в'* через дуговой паз золотника — полости пневмоцилиндра с атмосферой.

При вращении рукоятки *1* вправо валик *7* повернет золотник *5* в положение, показанное на рис. V.18 вверху. При таком положении золотника сжатый воздух из сети проходит через отверстие *д* в крышке, которое совмещается с отверстием *д'* золотника, а отверстие *а* в золотнике — с отверстием *а'* в крышке *2*, и воздух из сети, поступая в полость *Г* под золотником и по воздухопроводу поступает в полость *A* пневмоцилиндра *3*. В то же время отработанный воздух из полости *Б* пневмоцилиндра по воздухопроводу подводится к отверстию *б'* в крышке *2* и, пройдя глухой дуговой паз в золотнике, через отверстие *в'* в крышке уходит в атмосферу. При повороте рукоятки *1* влево валик *7* повернет золотник в положение, показанное на рис. V.18 внизу. Сжатый воздух из сети проходит через отверстие *д* в крышке, отверстия *г* и *б* в золотнике, отверстие *б'* в крышке и по трубопроводу поступает в полость *Б* пневмоцилиндра *3*. Одновременно отработанный воздух из полости *A* пневмоцилиндра по воздухопроводу проходит в отверстие *а'* в крышке *2* и, пройдя глухой дуговой паз в золотнике *5*, через отверстие *в'* в крышке уходит в атмосферу. При вертикальном положении рукоятки подача сжатого воздуха не происходит.

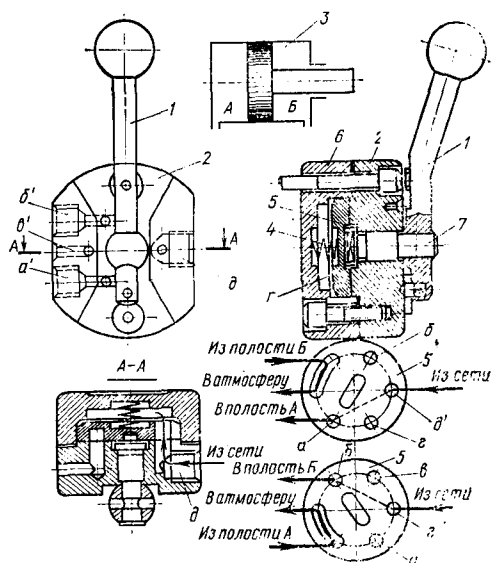


Рис. V.18. Двухпозиционный четырехходовый распределительный кран с плоским золотником

§ V.2. Гидравлические приводы

Гидравлический привод — это самостоятельная установка, состоящая из электродвигателя, рабочего гидроцилиндра, насоса для подачи масла в цилиндр, бака для масла, аппаратуры управления и регулирования и трубопроводов. В зависимости от назначения и мощности гидравлический привод может обслуживать одно приспособление, группу из трех — пяти приспособлений на нескольких станках или группу из 25—35 приспособлений, установленных на различных станках.

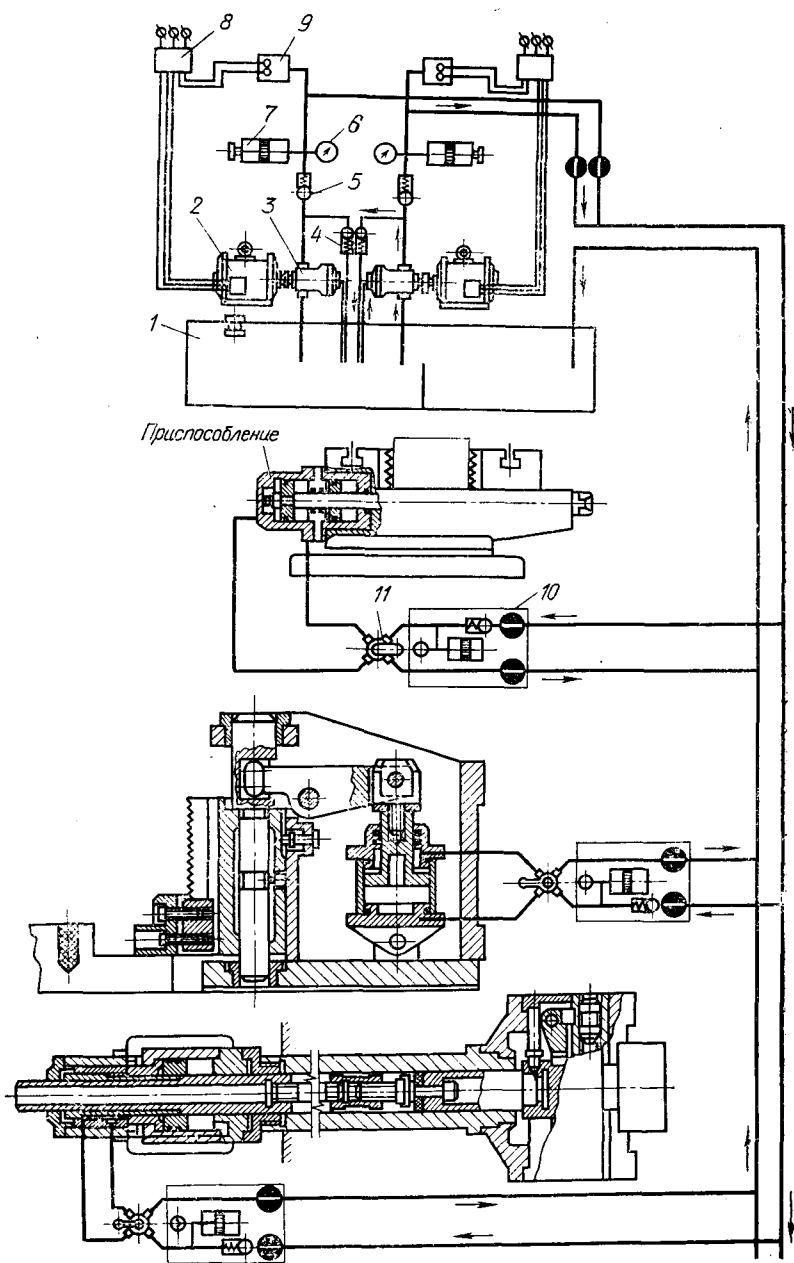


Рис. V.19. Схема группового гидропривода для одновременного обслуживания 25—35 приспособлений

На рис. V.19 дана схема групповой гидроаккумуляторной установки, которая может обслуживать 25—35 приспособлений (показаны только три приспособления, установленные на различных станках). Объединенная гидроустановка состоит из двух самостоятельных гидроприводов, каждый из которых имеет самостоятельный маслопровод. Практически работает только один гидропривод, а второй является запасным и используется при выходе из строя первого или его ремонта. Установка смонтирована из нормализованных узлов.

На баке 1 установлена вся гидро- и электроаппаратура; на передней части бака на щитке установлена электроаппаратура. Каждый из двух гидроприводов состоит из электродвигателя 2, гидронасоса 3 производительностью 12 л/мин, предохранительного клапана 4, обратного клапана 5, гидроаккумулятора 7, манометра 6, реле давления 9, магнитных пускателей 8 и трубопроводов. Электродвигатель 2 ($N=1,7$ кВт) приводит в действие гидронасос 3, который подает масло через обратный клапан 5 в гидроаккумулятор 7 и гидросеть под давлением 5,0 МПа (50 кгс/см²). Предохранительный клапан 2 при увеличении давления масла в гидросети спускает масло в бак 1.

Гидроаккумулятор 7, поддерживающий постоянное давление масла в гидросети, состоит из цилиндра с крышками, в котором находится поршень. Правая полость гидроаккумулятора заряжается из баллона сжатым воздухом под давлением 3—4 МПа (30—40 кгс/см²). После зарядки гидроаккумулятор подключается к гидросети и в его левую полость насос 3 нагнетает масло под давлением 5,0 МПа (50 кгс/см²). Под давлением масла поршень гидроаккумулятора перемещается вправо и повышает давление сжатого воздуха в его правой полости до давления 5,0 МПа (50 кгс/см²).

При уменьшении давления масла в гидросети сжатый воздух в правой части гидроаккумулятора перемещает поршень влево, пока давление масла в левой полости сравняется с давлением сжатого воздуха в правой полости и, следовательно, давление масла в гидросети будет выравнено.

Реле давления 9 отключает электродвигатель 2 с насосом при давлении масла больше 5,0 МПа (50 кгс/см²) и включает его в работу при давлении меньше 4,5 МПа (45 кгс/см²). Оно состоит из гидроцилиндра с поршнем и штоком, который соединен с контактом магнитного пускателя 8. На всех приспособлениях, обслуживаемых гидроаккумуляторной установкой, имеются гидропанели 10 и распределительные краны 11, которые поочередно подают масло в полости гидроцилиндров приспособлений.

Гидропанель (рис. V.20) состоит из гидроаккумулятора 4 с воздушным клапаном 5 и манометром 3, масляного обратного клапана 2 и двух запорных кранов 1. Запорные краны отключают гидросеть приспособления от основной сети. Гидроаккумулятор 4 и масляный обратный клапан 2 поддерживают требуемое давление в полостях гидроцилиндра приспособления.

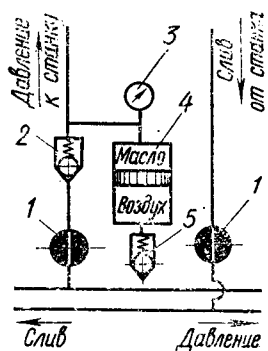


Рис. V.20. Схема гидро-панели

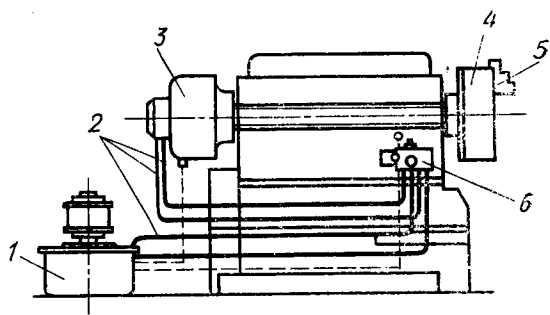


Рис. V.21. Схема установки гидропривода на токарном станке

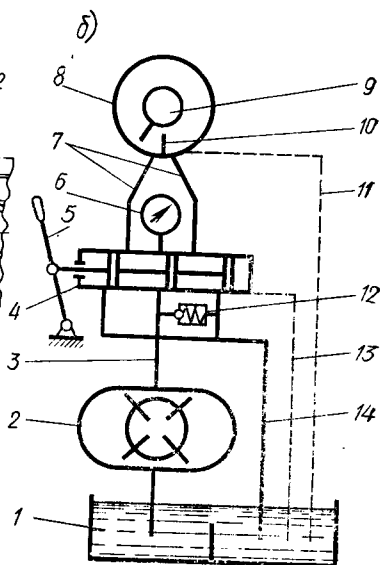
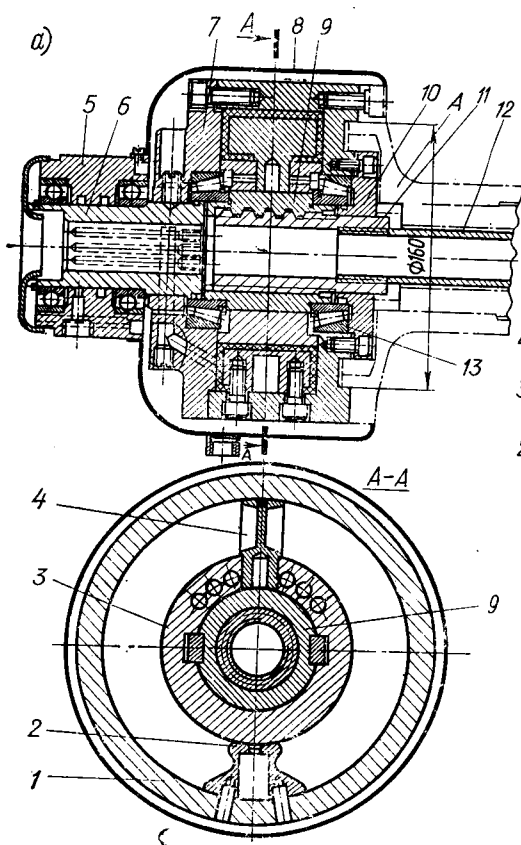


Рис. V.22. Лопастной гидроцилиндр (а) и схема работы гидравлического привода (б)

На рис. V.21 дана схема установки гидропривода на токарном станке. Гидропривод представляет собой гидроагрегат 1, состоящий из электродвигателя, лопастного насоса, бака для масла, маслопроводов 2, гидроцилиндра 3, шток которого через тягу и промежуточные звенья перемещает кулачки 5, патрона 4 и распределительного крана 6.

На рис. V.22, а, б приведены соответственно конструкция лопастного гидравлического цилиндра и схема работы гидропривода. Лопастной гидроцилиндр установлен на левом конце шпинделя токарного станка и вращается вместе с ним. Гидроцилиндр 8 состоит из статора (корпуса) 1 с упором 2, крышками 7 и 10 и однолопастного ротора 3 с лопастью 4, закрепленного шпонками на гайке 9. Гайка установлена в статоре на конических роликоподшипниках 13 и связана с винтом 11; в правый его конец ввинчена тяга 12, которая через промежуточные звенья перемещает кулачки патрона при зажиме и разжиме детали. При подаче масла в одну из полостей статора 1 ротор 3 с лопастью 4 поворачивается до упора 2 и вращает гайку 9, которая перемещает винт 11 с тягой 12 вправо или влево. Винт 11, перемещаясь в шлицевом отверстии крышки 10, не вращается. Масло из резиновых шлангов подается через отверстие в приемную невращающуюся муфту 5, установленную на шарикоподшипниках, сидящих на валу 6, который запрессован в крышку 7. Вал 6 имеет каналы для прохода масла в одну из полостей статора. Гидроагрегат с электродвигателем и насосом включают только во время остановки станка, а сила зажима детали кулачками патрона сохраняется при обработке детали вследствие самоторможения винтовой пары: гайки 9 и винта 11.

На рис. V.22, б показана схема работы гидропривода. При перемещении рукоятки 5 в крайнее положение переключается золотник 4 и включается электродвигатель насоса 2. Масло из бака 1 по трубопроводу через лопастной насос 2, работающий от электродвигателя, и трубопроводу 3 под давлением 6,5 МПа (65 кгс/см²) подается в золотник 4. Из него масло по трубопроводам 7 поступает в правую или левую полость лопастного цилиндра 8. При подаче масла в правую полость цилиндра лопасть с ротором 9 поворачивается до упора 10 и вытесняет масло из левой полости. Масло через левый трубопровод 7, золотник 4 по трубопроводу 14 стекает в бак 1. При переключении рукоятки 5 золотника 4 в другую сторону масло поступает в левую полость цилиндра 8, а из его правой полости и золотника 4 по трубопроводу 14 сливается в бак 1. Масло, которое просочилось из золотника 4, отводится по трубопроводу 13 в бак. Необходимое давление масла в гидросистеме регулируется клапаном 12 и определяется манометром 6. Все подшипники качения смазываются маслом, которое скапливается от утечки в прикрепленном к муфте 5 кожухе 8 (рис. V.22, а) и по маслопроводу 11 отводится в бак 1 (рис. V.22, б). Данный гидропривод может через тягу и промежуточные звенья производить перемещение кулачков в рычажных и клиновых патронах токарных станков.

Силу тяги однолопастного гидропривода, используемую для закрепления обрабатываемой детали в приспособлении, определяют по величине крутящего момента $M_{кр}$, который необходимо получить на оси резьбового соединения.

Сила на лопасти

$$P = plh,$$

где p — удельное давление масла, Па (кгс/см²); l — высота лопасти, см; h — ширина лопасти, см.

Момент от силы P относительно оси гидроцилиндра (сила приложена в середине высоты лопасти)

$$M_{кр} = P(D - h)/2 = plh(D - h)/2.$$

Этот момент преодолевает момент M_2 силы трения в резьбовом соединении:

$$M_2 = Wd_{ср} \operatorname{tg}(\lambda + \rho')/2.$$

Здесь W — осевая сила, действующая вдоль винтового соединения Н (кгс); $d_{ср}$ — средний диаметр резьбы, см; λ — угол подъема винтовой линии резьбы, град; $\rho' = \operatorname{arctg} f / \cos \alpha$ — приведенный угол трения в резьбе; f — коэффициент трения; α — угол профиля резьбы, град.

Момент M_2 представляет собой зависимость между крутящим моментом и осевой силой, действующими в резьбовом соединении. В данном случае формула для M_2 с учетом КПД имеет вид:

$$M_{кр} = 0,5plh(D - h) = 0,5Qd_{ср} \operatorname{tg}(\lambda + \rho')/\eta,$$

откуда сила тяги

$$Q = \frac{plh(D - h)\eta}{d_{ср} \operatorname{tg}(\lambda + \rho')}.$$

Вращающиеся гидроцилиндры. По конструкции вращающиеся гидроцилиндры подразделяют на лопастные и поршневые. Гидроприводы с вращающимися поршневыми гидроцилиндрами в сравнении с лопастными цилиндрами обеспечивают большую длину хода, тяги и кулачков патрона, проще в изготовлении и стоят дешевле. Поэтому поршневые гидроцилиндры имеют большее применение в гидроприводах.

Недостатком конструкции вращающихся поршневых гидроцилиндров является невозможность использовать их при большой частоте вращения шпинделя ($n > 1200$ об/мин), так как вследствие трения в маслораспределительной муфте привода повышается износ трущихся поверхностей деталей, начинается утечка масла и гидропривод нагревается.

Невращающиеся гидроцилиндры. В стационарных (невращающихся) станочных приспособлениях применяют нормализованные гидроцилиндры двух видов: встраиваемые и агрегатированные. Гидроцилиндры бывают одностороннего действия с возвратной пружиной и двустороннего действия. Гидроцилиндры одностороннего

действия в зависимости от направления перемещения поршня со штоком бывают толкающими и тянущими (рис. V.23, а, б).

Масло под давлением поступает через штуцер 1 в полость А цилиндра и перемещает поршень 2 со штоком 4 вправо в толкающем и влево в тянущем гидроцилиндрах при зажиме детали в приспособлении. Во время разжима детали пружина 3 перемещает поршень 2 со штоком 4 влево в толкающем и вправо в тянущем цилиндрах. В гидроцилиндрах двустороннего действия (рис. V.24) масло под давлением поступает в левую или правую полость гидроцилиндра и перемещает поршень 2 со штоком 1 в обе стороны при зажиме и разжиме детали в приспособлении.

Гидроцилиндры в зависимости от вида обслуживаемого приспособления бывают неподвижными и вращающимися.

Размеры всех деталей, входящих в гидроцилиндры одно- и двустороннего действия, нормализованы. Цилиндры одностороннего действия изготовляют из стали 40Х, а цилиндры двустороннего действия — из холоднокатаных бесшовных труб. Поршень изготовляют заодно со штоком или отдельно из стали 40. Наружные поверхности поршня и штока изготовляются по 2-му классу точности с

ходовой посадкой и шероховатостью поверхности $\sqrt{0,25}$. Крышки и фланцы цилиндров изготовляют из стали 40Х.

В качестве уплотнений в соединениях поршней с цилиндрами и штоков с крышками применяют манжеты V-образного сечения и кольца круглого сечения из маслостойкой резины.

На рис. V.25 показан вращающийся гидроцилиндр двустороннего действия, установленный на заднем конце шпинделя токарного станка и служащий для перемещения кулачков патрона при зажиме и разжиме обрабатываемых деталей. В корпусе 7 гидроцилиндра на штоке 9 закреплен поршень 8. В крышку 6 запрессована ось 5, вращающаяся во втулке 4, установленной в неподвижной маслоприемной муфте 1. В правый конец штока 9 ввинчена тяга, которая при движении поршня со штоком через промежуточные звенья перемещает кулачки к центру или от центра патрона. Масло под давлением подается к штуцеру 2 и, пройдя через каналы в оси 5, крышке 6 и корпусе 7, поступает в штоковую полость гидроцилиндра и перемещает поршень со штоком влево при зажиме детали. Масло, подводимое под давлением к штуцеру 3 по нижнему каналу в оси 5, поступает в бесштоковую полость и перемещает поршень со штоком вправо при разжиме детали. Герметичность между поршнем, корпусом и крышкой и между штоком и корпусом обеспечивается резиновыми кольцами. Поочередная подача масла в штоковую и бесштоковую полости гидроцилиндра производится гидропанелью.

Исходными данными для расчета гидравлических зажимных устройств являются: требуемая сила Q (Н) на штоке гидроцилиндра, которая зависит от удельного давления масла и площади поршня гидроцилиндра, длина хода поршня L (м) и время рабочего хода поршня t (мин).

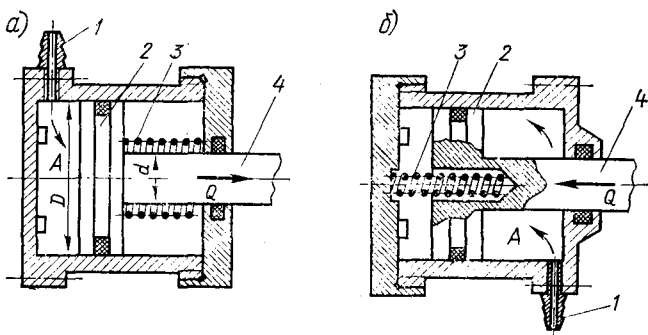


Рис. V.23. Гидроцилиндры одностороннего действия:
а — толкающий; б — тянущий

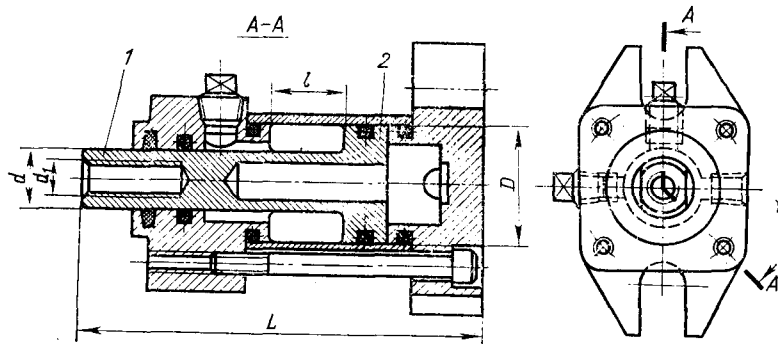


Рис. V.24. Гидроцилиндр двустороннего действия

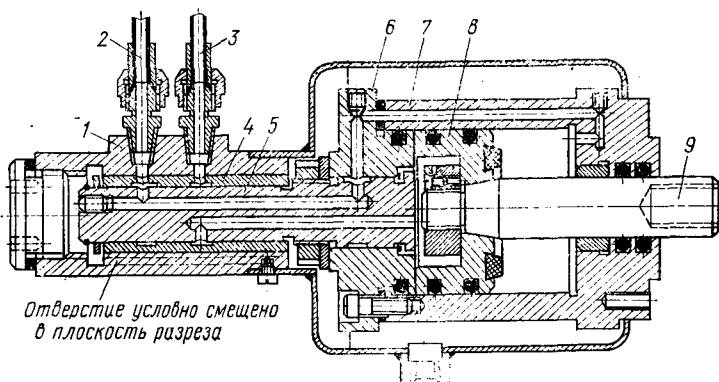


Рис. V.25. Вращающийся гидроцилиндр двустороннего действия

Сила на штоке для гидроцилиндров одностороннего действия (см. рис. V.23, а, б):
толкающих

$$Q = (\pi D^2 / 4) p \eta - Q_1;$$

тянущих

$$Q = (\pi / 4) (D^2 - d^2) p \eta - Q_1.$$

Для гидроцилиндров двустороннего действия (см. рис. V.24) при подаче масла:

в бесштоковую полость

$$Q = (\pi D^2 / 4) p \eta;$$

в штоковую полость

$$Q = (\pi / 4) (D^2 - d^2) p \eta.$$

Здесь D — диаметр поршня гидроцилиндра, см; p — давление масла на поршень 2,0—7,5 МПа (20—75 кгс/см²); $\eta = 0,85 \div 0,9$ — КПД гидроцилиндра; Q_1 — сила сопротивления сжатой пружины при крайнем рабочем положении поршня, Н (кгс); d — диаметр штока, см.

Задаваясь давлением p масла, определяем площадь поршня [см²]:

$$E = \pi D^2 / 4 = Q / p,$$

откуда диаметр поршня гидроцилиндра [см]

$$D = \sqrt{4F/\pi} = \sqrt{4Q/(\pi p)} = 1,13 \sqrt{Q/p}.$$

Производительность [л/мин] насосов гидравлических приводных станочных приспособлений

$$V = QL / (1000 t p \eta_1).$$

Здесь Q — требуемая сила на штоке гидроцилиндра, Н (кгс); L — длина рабочего хода поршня гидроцилиндра, см; t — время рабочего хода поршня гидроцилиндра, мин; p — давление масла в гидроцилиндре, Па (кгс/см²); $\eta_1 = 0,85$ — объемный КПД гидросистемы, учитывающий утечки масла в золотнике и гидроцилиндре.

Время (мин) срабатывания гидроцилиндра определяют по упрощенной формуле

$$t = \pi D^2 L / (4 \cdot 10^3 V).$$

Мощность, расходуемая на привод насоса [кВт],

$$N = V p / (612 \eta_2),$$

где η_2 — общий КПД насоса.

По сравнению с пневматическими гидравлические приводы имеют ряд преимуществ: 1) высокое давление масла на поршень гидроцилиндра создает большую осевую силу на штоке поршня; 2) вследствие высокого давления масла в полостях гидроцилиндра

можно уменьшить размеры и вес гидроцилиндров; 3) возможность бесступенчатого регулирования сил зажима и скоростей движения поршня со штоком; 4) высокая равномерность перемещения поршня вследствие несжимаемости масла.

К недостаткам гидравлических приводов относятся: сложность гидроустановки и выделение площади для ее размещения; утечки масла, ухудшающие работу гидропривода.

В конце 1974 г. введены новые стандарты на гидроцилиндры для станочных приспособлений: одностороннего действия со сплошным и полым штоком (ГОСТ 19897—74 и 19898—74); двустороннего действия (ГОСТ 19899—74) и двустороннего действия укороченные (ГОСТ 19900—74) на номинальные давления [10 МПа (100 кгс/см²)]. Эти ГОСТы устанавливают конструкции и основные размеры гидроцилиндров.

§ V.3. Пневмогидравлические приводы

Пневмогидравлические приводы применяют для перемещения зажимных устройств приспособлений. Они состоят из преобразователя давления, который соединен с гидроцилиндрами приспособлений, и необходимой аппаратуры.

По виду работы пневмогидроприводы бывают с преобразователями давления прямого действия и с преобразователями давления последовательного действия. Пневмогидравлические приводы питаются сжатым воздухом из цеховой сети через пневматическую аппаратуру под давлением 0,4—0,6 МПа (4—6 кгс/см²) при давлении масла в гидравлической части привода 6—10 МПа (60—100 кгс/см²). Высокое давление масла в пневмогидроприводе создается пневмогидравлическими преобразователями прямого или последовательного действия, превращающими давление сжатого воздуха и высокое давление масла.

Пневмогидравлические приводы, сочетающие в себе простоту конструкции пневматических с преимуществами гидравлических приводов, обеспечивают быстроту перемещения зажимных устройств, небольшие габариты конструкции, создание больших сил зажима, сравнительно небольшую стоимость. Пневмогидроприводы применяют для зажима деталей в одно-, многоместных и многопозиционных приспособлениях (в серийном производстве).

Пневмогидравлический привод с преобразователем давления прямого действия. Принципиальная схема работы такого привода (рис. V.26) основана на непосредственном преобразовании давления сжатого воздуха в высокое давление масла.

Пневмогидропривод состоит из пневмоцилиндра 2 одностороннего действия с поршнем 4 и гидравлического цилиндра 1 одностороннего действия с поршнем 6. Сжатый воздух поступает из воздушной сети через распределительный кран в бесштоковую полость 3 пневмоцилиндра 2 и перемещает поршень 4 со штоком 5 влево. Шток 5 давит на масло, которое перемещает в гидроцилиндре 1 поршень 6 со штоком 7 влево. При этом шток 7 через проме-

жуточные звенья перемещает зажимные устройства приспособления при зажиме детали. При разжиме детали поршни 4, 6 со штоками, пружинами перемещаются вправо.

При равновесии привода, т. е. давления между воздухом и маслом в пневмогидравлическом преобразователе (без учета трения),

$$p_m (\pi d^2/4) = p_b (\pi D_1^2/4),$$

откуда давление масла в гидроцилиндре 1 [Па (кгс/см²)]

$$p_m = p_b (D_1^2/d^2),$$

где p_b — давление воздуха в пневмоцилиндре, Па; D_1 — диаметр поршня пневмоцилиндра, см; d — диаметр шток-плунжера, см.

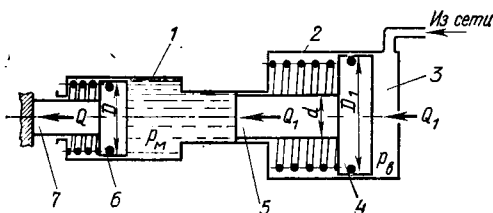


Рис. V.26. Схема пневмогидропривода с пневмогидравлическим преобразователем давления прямого действия

Отношение $i = p_m/p_b = D_1^2/d^2$ является коэффициентом усиления давления; принимают $i = 16—21$.

Сила на штоке рабочего гидроцилиндра (без учета сопротивления возвратной пружины, но с учетом механического КПД)

$$Q = (\pi D^2/4) p_m \eta.$$

Подставим вместо давления p_m его значение, тогда

$$Q = p_b (D_1^2/d^2) (\pi D^2/4) \eta.$$

Обозначим

$$p_b (\pi D_1^2/4) = Q_1.$$

Подставим в равенство значение силы Q_1 и, произведя преобразования, получим:

$$Q_1 = (\pi D_1^2/4) p_b \eta;$$

$$Q = Q_1 (D^2/d^2) \eta,$$

где Q_1 — сила на штоке пневмоцилиндра, Н (кгс); D — диаметр поршня гидроцилиндра, см; $\eta \approx 0,8 \div 0,85$ — КПД.

Величину хода штока пневмоцилиндра определим из формулы

$$L (\pi d^2/4) = l (\pi D^2/4),$$

откуда

$$L=l(D/d)^2.$$

С учетом η_0 , определяющего потери масла на утечку,

$$L=l(D/d)^2(n\eta_0),$$

где L — ход штока пневмоцилиндра, см; l — ход штока рабочего гидроцилиндра, см; n — число рабочих гидроцилиндров приспособлений, обслуживаемых привода; $\eta_0=0,95$ — объемный КПД привода.

Из выражения $Q=p_m(\pi D^2/4)$ определяем диаметр рабочего гидроцилиндра (без учета КПД) (см):

$$D=\sqrt{4Q/(\pi p_m)}.$$

После преобразования получим

$$D=1,13\sqrt{Q/p_m}.$$

Диаметр штока пневмоцилиндра (см)

$$d=D/(1,75 \div 2,5).$$

Из формулы

$$p_m=p_b(D_1/d)^2\eta$$

определяем диаметр пневмоцилиндра (см)

$$D_1=d\sqrt{p_m/(p_b\eta)}.$$

Приняв давление сжатого воздуха $p_b=0,4$ МПа (4 кгс/см²) и КПД привода $\eta=0,8$, подставим в формулу и, преобразовав ее, получим

$$D_1=0,56d\sqrt{p_m}.$$

Объем сжатого воздуха (см³), расходуемого за один цикл зажима детали в приспособлении,

$$V=(\pi/4)D_1^2L,$$

где D_1 — диаметр поршня пневмоцилиндра, см; L — длина хода поршня со штоком пневмоцилиндра, см.

На рис. V.27, а дана схема пневмогидравлического привода с преобразователем давления прямого действия. Сжатый воздух через распределительный кран поступает в бесштоковую полость пневмоцилиндра 4 диаметром D_1 . Шток пневмоцилиндра 4 диаметром d является плунжером гидроцилиндра 1 и при движении вниз перемещает масло по трубопроводу 8 в бесштоковую полость гидроцилиндра 7 с поршнем диаметром D . При этом поршень со штоком, перемещаясь в гидроцилиндре 7 вверх, зажимает деталь в приспособлении.

После обработки детали отработанный воздух из пневмоцилиндра 4 через распределительный кран выпускается в атмосферу и

поршни со штоками в пневмоцилиндре 4 и гидроцилиндре 7 пружинами 3 и 6 отводятся в исходное положение. Резервуар 2 служит для компенсации утечек масла в системе. Управление устройством производится трехходовым краном 5.

На рис. V.27, б дана схема пневмогидравлического привода с преобразователем давления прямого действия, в котором обратный ход поршней 4 и 7 пневмо- и гидроцилиндров производится сжатым воздухом. При этом уменьшается длина цилиндров, так как на штоках нет пружин, и повышается скорость срабатывания цилиндров.

Схемы, изображенные на рис. V.27, а, б, аналогичны. Управление работой устройства производится четырехходовым краном 10. Компенсация утечек масла происходит из резервуара 1 через обратный клапан 9.

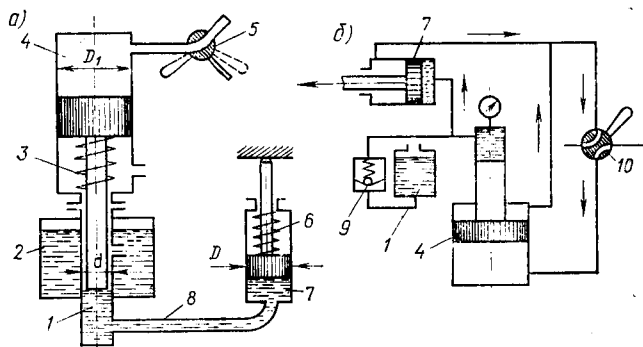


Рис. V.27. Схемы пневмогидравлических приводов с преобразователями давления прямого действия

Общим недостатком пневмогидравлических приводов с преобразователями давления прямого действия, изображенных на рис. V.27, а, б, является сравнительно большой ход поршня со штоком в пневмоцилиндре, чтобы получить необходимую величину рабочего хода штока гидроцилиндра, особенно при обслуживании нескольких гидроцилиндров приспособлений, и большой расход сжатого воздуха на холостой ход штока гидроцилиндра.

Органический недостаток пневмогидравлических приводов заключается во вспенивании масла вследствие попадания в него сжатого воздуха.

Пневмогидравлический привод с преобразователями давления последовательного действия. Приводы с преобразователями давления последовательного действия показаны на рис. V.28, а, б. Они обеспечивают большее давление масла и больший ход рабочих поршней гидроцилиндров по сравнению с преобразователями давления прямого действия. Преобразователь последовательного действия отличается от преобразователя прямого действия наличием в нем полости низкого давления масла.

Преобразователь последовательного действия работает по следующему замкнутому циклу:

1) при низком давлении масла поршни со штоками перемещаются в гидроцилиндрах приспособлений, и штоки через промежуточные звенья предварительно зажимают детали;

2) при высоком давлении масла поршни со штоками гидроцилиндров, перемещаясь через промежуточные звенья, окончательно зажимают детали;

3) после обработки деталей механизм высокого давления переключается на разжим деталей.

Поршни со штоками гидроцилиндров приспособлений под действием пружин перемещаются в исходное положение.

На рис. V.28, а дана схема пневмогидравлического привода с преобразователем давления последовательного действия более совершенной конструкции.

Сжатый воздух через распределительный четырехходовый кран 1 по трубопроводам поступает в левую полость пневмоцилиндра 4 и в нижнюю полость пневмокамеры 2 с диафрагмой 3 из маслостойкой резины. Во время перемещения поршня со штоком 5 в пневмоцилиндре 4 вправо и выгибании диафрагмы 3 вверх масло из полости 6 выжимается в левую полость силового цилиндра 8 и перемещает поршень 10 со штоком 9 вправо. При этом шток 9 через промежуточные звенья передвигает зажимы и деталь предварительно зажимается. Когда шток 5 перекроет полость 6, то он вытеснит масло из малой полости 7 в левую полость цилиндра 8; перемещение поршня 10 со штоком 9 вправо замедлится, осевая сила на штоке 9 увеличится, поэтому он через промежуточные звенья приведет в движение зажимные устройства и произойдет окончательный зажим детали. При разжиме детали распределительный кран 1 переключается и сжатый воздух по трубопроводам подается в правые полости цилиндров 8 и 4, а штоки 9 и 5 с поршнями переместятся в исходное левое положение.

На рис. V.28, б дана схема пневмогидравлического привода с преобразователем давления последовательного действия и автоматическим клапаном. Автоматический клапан переключает подачу сжатого воздуха из полости низкого давления масла в рабочую

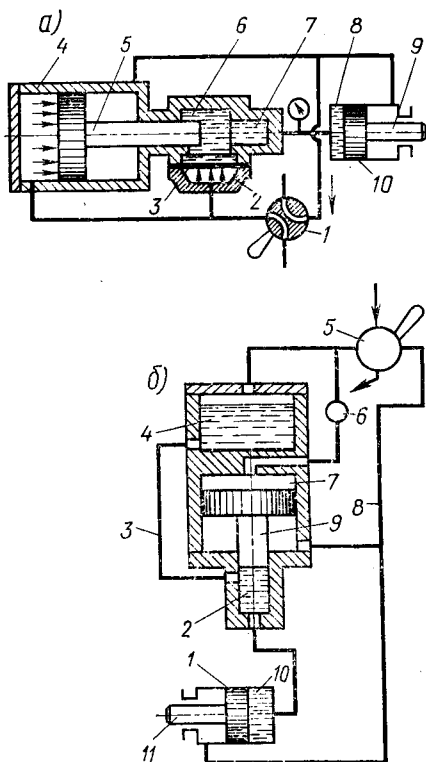


Рис. V.28. Схемы пневмогидравлических приводов с преобразователями давления последовательного действия

полость пневмоцилиндра при повышении давления масла в полости низкого давления до установленной величины.

После переключения рукоятки четырехходового распределительного крана 5 сжатый воздух из магистрали, пройдя через кран, поступает в верхнюю полость резервуара 4 и вытесняет из него масло, которое по трубопроводу 3 идет в цилиндр 2. Из цилиндра масло по трубопроводу подается в правую полость цилиндра 10 и перемещает поршень 1 со штоком 11 влево, а шток через промежуточные звенья перемещает зажимы и предварительно зажимает деталь.

В результате повышения давления масла в правой полости цилиндра 10 автоматически открывается клапан 6 последовательного действия. При этом сжатый воздух из крана 5 через клапан 6 поступает в верхнюю полость цилиндра 7 и перемещает поршень со штоком 9 вниз. Шток 9, опускаясь, перекрывает воздушное отверстие в цилиндре 2 и вытесняет масло из него по трубопроводу в правую полость цилиндра 10. Давление масла в цилиндре 10 повышается, поршень 1 со штоком 11 перемещается влево, а шток через промежуточные звенья приводит в движение зажимы и окончательно зажимает деталь. При переключении крана 5 сжатый воздух по трубопроводу 8 поступает в штоковые полости 10 и 7 и перемещает поршни со штоками в исходное положение.

Недостатком пневмогидравлического привода с преобразователем давления последовательного действия по сравнению с преобразователями прямого действия является более сложная конструкция и большая утечка масла, а также вспенивание и окисление масла при непосредственном соприкосновении с воздухом.

§ V.4. Механогидравлические, электромеханические, механические центробежные и вакуумные приводы

Механогидравлические приводы. В приспособлениях, требующих больших сил зажима детали, применяют ручные механогидравлические приводы, которые состоят из ручного винтового зажима и гидравлического цилиндра (рис. V.29). Во время поворота рукоятки 1 винт 2 через плунжер 8 вытесняет масло из резервуара 3 в нижнюю полость цилиндра 4. При этом поршень 7 со штоком 5 перемещается вверх и шток через промежуточные звенья зажимает деталь. После обработки детали, вращая рукоятку 1, отводят винт 2 вправо. Возвратная пружина 6 перемещает шток с поршнем вниз, и деталь разжимается.

Сила на штоке гидроцилиндра механогидравлического привода [Н (кгс)]

$$Q = \frac{PL}{r_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} \cdot \frac{D^2}{d^2} \eta - Q_1,$$

где P — сила, прикладываемая рабочим к рукоятке винта, Н (кгс); L — расстояние от точки приложения силы до оси винта, см; r_{cp} — средний радиус резьбы винта, см; $\alpha \approx 2^\circ 30' \div 3^\circ 30'$ — угол подъема

резьбы; $\varphi \approx 6^\circ 34'$ — угол трения в резьбовом соединении; D — диаметр поршня гидроцилиндра, см; d — диаметр штока-плунжера, см; $\eta = 0,9$ — коэффициент, учитывающий трение в уплотнениях; Q_1 — сила сопротивления возвратной пружины, Н (кгс).

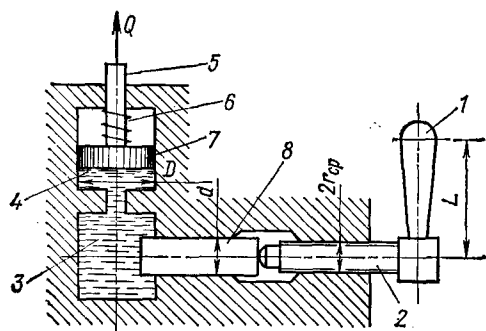


Рис. V.29. Схема механогидравлического привода

Электромеханические приводы. Электромеханический привод применяется для перемещения зажимных устройств приспособления при зажиме и разжиме деталей, обрабатываемых на токарно-револьверных, фрезерных, агрегатных станках и автоматических линиях. Приспособления-спутники для установки деталей, обрабатываемых на автоматических линиях, имеют винтовые зажимы, вращаемые от электроключей.

Электромеханический привод состоит из электромотора, редуктора и винтовой пары. На рис. V.30, а дана схема зажимного устройства с электромеханическим приводом для вращающегося приспособления. От мотора 1 вращение через редуктор 2 и муфту 3 с зубьями на торцах передается на винт 4, который перемещает вправо или влево гайку 5, связанную со штоком 6. Во время пере-

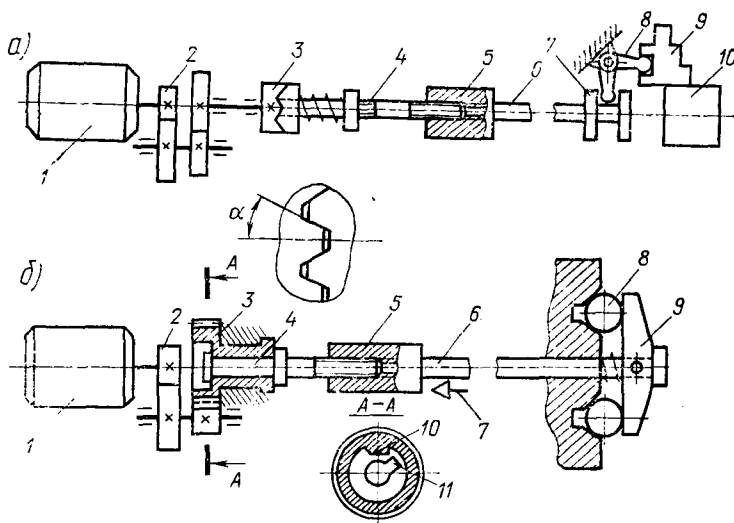


Рис. V.30. Схемы зажимных устройств с электромеханическим приводом:

а — для вращающегося приспособления; б — для стационарного приспособления

мещения штока 6 влево втулка 7, жестко закрепленная на его конце, поворачивает на оси рычаг 8, горизонтальное плечо которого передвигает кулачки 9 патрона к центру, и деталь 10 зажимается. При реверсировании вращения ротора электродвигателя 1 шток 6 движется вправо, втулка 7 поворачивает рычаг 8 на оси, горизонтальное его плечо переместит кулачки 9 от центра и деталь 10 разожмется. Когда достигнута заданная сила зажима детали, правая часть муфты 3, установленная на штоке, преодолевает сопротивление пружины и отжимается вправо, но вследствие трапецевидной формы зубьев проскальзывает. Пружина служит для регулирования величины передаваемого муфтой 3 крутящего момента $M_{кр}$.

На рис. V.30, б дана схема электромеханического привода без муфты для перемещения зажимных устройств в стационарном приспособлении. От электродвигателя 1 вращение через редуктор 2 передается зубчатому колесу 3, свободно сидящему на валу 4. Внутри зубчатого колеса 3 имеется выступ 10, который зацепляется с выступом 11 на валу 4. В зависимости от направления вращения вал 4 резьбовым концом перемещает гайку 5 со штоком 6 вправо при разжиме деталей 8 прихватом 9 и влево — при зажиме деталей. При зажиме деталей прихватом с требуемой силой момент на валу электродвигателя и сила тока значительно возрастают. В это время реле тока выключит электродвигатель. При разжиме деталей 8 выключение электродвигателя производится путевым выключателем 7.

Тяговая осевая сила электропривода, создаваемая крутящим моментом электродвигателя $[H (кгс)]$,

$$Q = \frac{M_{кр} \eta_i}{r_{ср} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} = 71\,620 \frac{N \eta_i}{n r_{ср} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)},$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент двигателя, Н·м (кгс·см); η — КПД редуктора; i — передаточное отношение редуктора; $r_{ср}$ — средний радиус резьбы винта, см; α — угол подъема резьбы винта, град; φ — угол трения в резьбовом соединении, град; N — мощность двигателя; n — частота вращения электродвигателя, об/мин.

Механические центробежные приводы. В механических приводах для перемещения зажимных элементов приспособления исходной силой являются центробежная сила инерции вращающихся грузов, движение частей станка, упругие силы пружины и т. д.

Приспособления с механическим центробежным приводом обеспечивают быстрое перемещение зажимных устройств, автоматизацию зажима и разжима детали и не требуют специальных источников энергии для включения в работу таких приводов.

На рис. V.31 приведены два варианта центробежно-инерционного привода, закрепленного на заднем конце шпинделя токарного станка: на верхней части — толкающего действия, а на нижней части — тянущего действия. В корпусе 8 центробежно-инерционного привода на оси 3 расположены двуплечие рычаги 4, на горизонтальные плечи которых на резьбе установлены грузы 6, закреплен-

ные винтами 5. Во время вращения шпинделя 9 станка грузы 6 на рычагах 4 под действием центробежной силы перемещаются от оси к периферии. При этом грузы поворачивают рычаги около осей 3 и малые плечи рычагов через втулки 2 и 1 перемещают тягу 10 вправо. Тяга правым концом через промежуточные звенья перемещает зажимные элементы к оси приспособления, и деталь зажимается. При выключении станка шпиндель 9 не вращается и центробежные силы не действуют. Пружина 7 поворачивает рычаги 4 с грузами на оси, и короткие плечи рычагов через втулки 2 и 1 перемещают тягу 10 влево. Тяга через промежуточные звенья разводит зажимные элементы приспособления, и деталь разжимается. При

изменении соотношения плеч l_1 и l_2 рычагов и веса грузов можно изменять силу зажима обрабатываемой детали в значительных пределах.

Тяговая осевая сила механического центробежного привода

$$Q = (P_{\text{ц}} - T) n_1 [l_1 l_2 - (l_1 + l_2) f r] / l_2^2,$$

где $P_{\text{ц}}$ — центробежная сила одного груза, Н (кгс); T — сила сопротивления пружины, Н (кгс); n_1 — число грузов и пружин; l_1 — расстояние от центра тяжести груза до

оси рычага, мм; l_2 — длина малого плеча рычага, мм; f — коэффициент трения в шарнирах; r — радиус оси шарнира, мм.

Центробежная сила [Н (кгс)]

$$P_{\text{ц}} = GR(\omega^2/g) = 0,01GR(n^2/g),$$

где ω — угловая скорость вращения относительно оси, рад/с; G — вес груза, Н (кгс); R — расстояние от центра тяжести груза до оси привода, м; n — частота вращения шпинделя станка, об/мин; $g = 9,81$ — ускорение свободного падения, м/с².

Вакуумные приводы. Вакуумные приводы приспособлений применяют для непосредственной передачи атмосферного давления на закрепляемую деталь. В приспособлениях с вакуумным зажимом между базовой поверхностью детали и полостью приспособления создается разрежение — вакуум, и обрабатываемая деталь прижимается к опорным поверхностям приспособления избыточным атмосферным давлением. Приспособления с вакуумным зажимом применяют при чистовой обработке нежестких деталей, которые

могут деформироваться при приложении сил зажима на небольших поверхностях детали.

На рис. V.32, *а, б* даны схемы вакуумных зажимных устройств. В корпусе 2 приспособления (рис. V.32, *а*) имеется центрирующая выточка, в которую плоской базовой поверхностью устанавливают обрабатываемую деталь 1. Между нижней поверхностью детали 1 и корпусом 2 приспособления образуется изолированная от атмосферы полость 6, соединенная каналом с вакуумным цилиндром 3, работающим от пневмоцилиндра 4 с распределительным краном 5. При создании вакуума в полости 6 избыточное атмосферное давление равномерно прижимает обрабатываемую деталь 1 к установочной поверхности корпуса 2 приспособления. Герметичность полости 6 приспособления обеспечивает резиновый уплотнитель 7. После обработки детали полость 6 сообщается с атмосферой и обрабатываемая деталь 1 разжимается.

Сила зажима W [Н (кгс)] обрабатываемой детали в вакуумном приспособлении зависит от величины полезной площади вакуумной полости и определяется по формуле

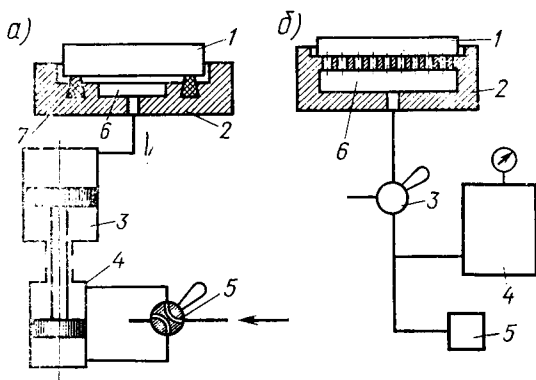


Рис. V.32. Схемы приспособлений с вакуумным приводом:

а — с применением пневмоцилиндра; *б* — с применением вакуумного насоса

$$W = (p_a - p_o) F - p_y,$$

где p_a — атмосферное давление, Па (кгс/см²); $p_o = 0,01 \div 0,015$ — остаточное давление в камере после разрежения, МПа ($p_o = 0,1 \div 0,15$ кгс/см²); F — площадь, ограниченная внутренним контуром резиновой прокладки, см²; p_y — упругая сила сжатой резиновой прокладки, Н (кгс); $p_n = p_a - p_o$ — избыточное давление [должно быть не меньше 0,07 МПа (0,7 кгс/см²), так как меньшее не обеспечивает надежного закрепления детали].

Остаточное давление $p_o = 0,01 \div 0,015$ МПа (0,1 ÷ 0,15 кгс/см²) является оптимальным и применять более глубокий вакуум не следует, так как значительно возрастает стоимость привода, а сила прижима детали увеличивается незначительно. В приспособлении 2 (рис. V.32, *б*) для равномерного прижима детали 1 к плите на ее установочной поверхности имеется большое количество мелких отверстий, сообщающихся с вакуумной полостью 6 при закреплении детали. Приспособление с вакуумным приводом включает распределительный кран 3, ресивер 4 для быстрого образования вакуума в

полости *б* приспособления и вакуумный насос *5*. Образование вакуума в индивидуальных и групповых устройствах создается центробежными многоступенчатыми, поршневыми одно- и двухступенчатыми насосами и т. д.

Управление вакуумным приспособлением производится четырех- или трехходовым краном, который подключает вакуумное приспособление к пневмоцилиндру или к насосу или соединяет вакуумную полость приспособления с атмосферой. Сила зажима детали в вакуумном приспособлении контролируется ртутным манометром.

Вакуумные приспособления применяют для крепления тонких пластинчатых деталей при чистовой обработке.

§ V.5. Электромагнитные и магнитные приводы и магнитные приспособления

На рис. V.33, *а, б* даны принципиальные схемы электромагнитного приспособления и приспособления с постоянными магнитами. На схемах зажим обрабатываемой детали *1* на установочной поверхности приспособления производит рабочий поток Φ_p , являющийся частью полного магнитного потока, образуемого электро-

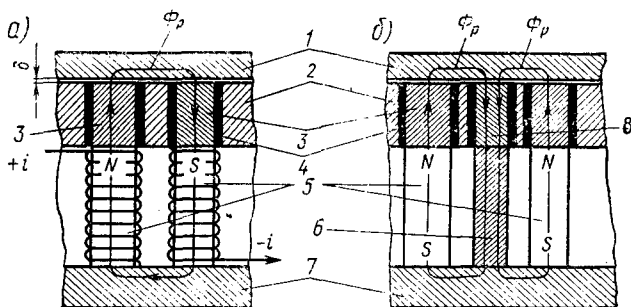


Рис. V.33. Электромагнитное приспособление (*а*) и с постоянными магнитами (*б*)

магнитными катушками или постоянными магнитами. Рабочий поток Φ_p подводится к рабочему зазору δ по стальным магнитопроводам. Так как магнитный поток непрерывный, то, произведя работу, он должен снова вернуться к источнику энергии, следовательно, магнитная цепь, по которой проходит рабочий поток, должна быть замкнутой. В электромагнитном приспособлении (рис. V.33, *а*) такая магнитная цепь состоит из электромагнитных катушек *5*, которые являются источником энергии, магнитопровода *3*, обрабатываемой детали *1* и второго магнитопровода *3*. Основание *7* приспособления представляет собой часть сердечника электромагнитной катушки, которая в данном случае как бы разделена на две части. Чтобы магнитный поток прошел через рабочий зазор δ , маг-

нитопроводы 3 изолированы от корпуса адаптерной плиты 2 приспособления немагнитной прокладкой 4.

В магнитном приспособлении (рис. V33, б) магнитная цепь, по которой проходит рабочий поток, состоит из постоянных магнитов 5, являющихся источником энергии, магнитопровода 3, обрабатываемой детали 1, магнитопроводов 8 и 6, основания 7. Пройдя цепь, магнитный поток снова возвращается в постоянный магнит 5.

В станочных приспособлениях с электромагнитным и магнитным приводами рабочий магнитный поток, создаваемый электромагнитными катушками или постоянными магнитами, образует силу, которая производит закрепление деталей на полости магнитных приспособлений.

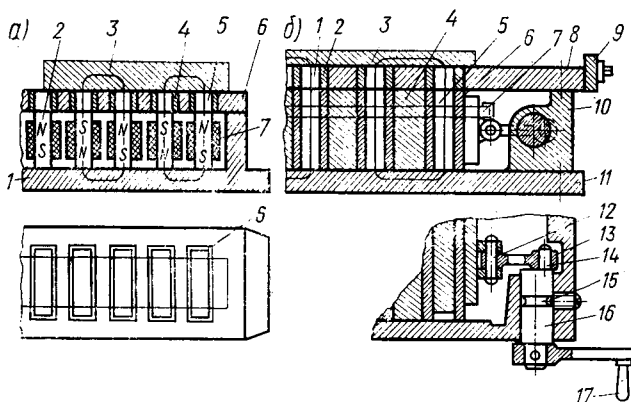


Рис. V.34. Схемы плит:
а — электромагнитной; б — магнитной

В магнитных приспособлениях рабочий магнитный поток проходит через обрабатываемую деталь, которая является частью магнитопровода. Сопротивление магнитопровода в основном зависит от магнитной проницаемости материала участков магнитопровода, поэтому электромагнитные и магнитные приспособления применяют для установки и зажима деталей из материала с большой магнитной проницаемостью. Большую магнитную проницаемость имеют незакаленные стали, меньшую — чугуны, весьма небольшую — закаленные и легированные стали.

Электромагнитные приводы встраивают в плиту, патроны, на верхней плоскости которых обработанной поверхностью устанавливают детали. Питание электромагнитных плит производится постоянным током напряжением 110 или 220 В от моторгенераторов или селеновых выпрямителей.

На рис. V.34, а дана схема электромагнитной плиты. В корпусе 1, изготовленном из силумина, установлены электромагниты 2, на

которые надеты намагничивающие катушки 7. В фасонные отверстия верхней плиты 6 впаяны вставки 5 из железа Армко, ширина которых равна ширине электромагнитов 2. Магнитные силовые линии, излучаемые полюсами вследствие наличия зоны припоя (изоляции), не рассеиваются в массе плиты, а проходят через обрабатываемую деталь. Обрабатываемую деталь 3 плоской базовой поверхностью устанавливают на верхнюю плиту 6. При зажиме детали на электромагнитной плите магнитные силовые линии, выходящие из электромагнитов 2, проходят через вставки 5, изолированные немагнитными прокладками 4, через обрабатываемую деталь и замыкаются в нижней части корпуса 1 плиты. Нормальное замыкание магнитных силовых линий происходит от электромагнита к электромагниту. На рис. V.34, а тонкими сплошными замкнутыми линиями показано полное замыкание магнитного потока. При отсутствии тока в катушках прекращается и магнитное действие и обрабатываемая деталь освобождается от зажима. Катушки 7, установленные на электромагнитах 2, соединены между собой так, чтобы магнитные потоки смежных катушек суммировались, при этом знаки полюсов катушек чередуются.

Сила зажима обрабатываемой детали на электромагнитной плите зависит от удельного притяжения плиты, габаритных размеров детали и ее размещения на столе; она возрастает до определенной величины с увеличением толщины и площади поперечного сечения детали. С увеличением шероховатости базовой поверхности обрабатываемой детали сила зажима детали уменьшается. Для надежного закрепления обрабатываемая деталь на электромагнитной плите должна перекрыть два соседних участка, расположенных между двумя смежными вставками.

Основные размеры и технические характеристики прямоугольных электромагнитных плит даны в ГОСТ 17519—72. Сердечники электромагнитов и полюса крышки изготавливают из стали 10, а остальные детали плит — из стали 10 и 15 или чугуна СЧ 12—28.

Установлены три класса точности электромагнитных прямоугольных плит: повышенный — П, высокий — В и особо высокий — А. Плиты выполняются со встроенным размагничивающим устройством. Шероховатость рабочей поверхности электромагнитных плит

должна быть $\sqrt{0,5}$ для класса точности П, $\sqrt{0,25}$ и $\sqrt{0,125}$

соответственно для классов В и А. Удельная сила притяжения P_y эталонного образца на рабочей поверхности загруженной плиты должна быть 0,35 МПа (3,5 кгс/см²) для плит класса П; 0,25 и 0,16 МПа (2,5 и 1,6 кгс/см²) для классов В и А. Питание электромагнитных плит производится постоянным током, напряжением 24, 48, 110 и 220 В от моторгенераторов или селеновых выпрямителей.

При проектировании электромагнитных плит (планшайб) исходными данными являются: форма, размеры обрабатываемой детали в плане, ее материал, сила резания, необходимая сила прижима, удерживающая деталь от сдвига.

Сила прижима, удерживающая деталь, зависит от силы резания $[H \text{ (кгс)}]$:

$$Q = P_{\text{рез}} / f,$$

где $P_{\text{рез}}$ — сила резания, стремящаяся сдвинуть деталь, H (кгс); $f = 0,1 \div 0,5$ — коэффициент трения между базовой плоскостью детали и плитой.

В зависимости от формы и размеров обрабатываемой детали выбирают число пар полюсов $2p$.

Сила прижима, приходящаяся на одну пару полюсов,

$$Q_1 = Q / 2p.$$

Площадь поперечного сечения сердечника (см^2)

$$F' = (25Q_1 \cdot 10^6) / B^2,$$

где B — магнитная индукция материала полюса, Тл.

Общее сопротивление магнитопровода

$$R = l_1 / (\mu_1 F_1) + l_2 / (\mu_2 F_2) + l_3 / (\mu_3 F_3) + \dots + l_n / (\mu_n F_n),$$

где $l_1, l_2, \dots, l_n$ — длина каждого участка магнитопровода, см; $\mu_1, \mu_2, \dots, \mu_n$ — магнитная проницаемость материала каждого участка замкнутого магнитного потока; $F_1, F_2, \dots, F_n$ — площади поперечных сечений участков магнитопровода, см^2 .

Общий магнитный поток (с учетом 30% потерь)

$$\Phi = 0,7BF'.$$

Число ампер-витков катушки определяется из выражения

$$I\omega = \Phi R / 0,4\pi,$$

где I — сила тока (силой тока задаются), А; ω — количество витков катушки; R — сопротивление обмотки, Ом.

Магнитный привод применяют в приспособлениях (плиты, столы) для горизонтально-фрезерных и плоскошлифовальных станков.

На рис. V.34, б дана схема магнитной прямоугольной плиты с постоянными магнитами. Такая плита состоит из корпуса 10, верхней плиты 8, нижней плиты 11, магнитного блока, упорных планок 9 и устройства для перемещения блока в корпусе. Магнитный блок состоит из ряда постоянных магнитов 4, чередующихся с рядом пластин 5, и диамагнитных прокладок 6, скрепленных двумя шпильками 7. Диамагнитные прокладки 6 изготовляют из латуни, а пластины 5 — из железа Армко, имеющего большую магнитную проницаемость. В фасонные пазы верхней плиты 8 впаивают вставки 1 из железа Армко, изолированные немагнитными прокладками 2.

Перемещение магнитного блока в корпусе плиты (рис. V.34, б) производится при повороте рукоятки 17, закрепленной на эксцентриковом валике 16, который вращается в корпусе плиты. В выточку валика входит винт 15, удерживающий валик от осевого смещения. Конец 14 валика, расположенный эксцентрично относительно его

оси, входит в отверстие серьги 13, связанной с магнитным блоком штифтом 12. Корпус, верхняя и нижняя плиты скреплены между собой винтами с потайными головками и образуют закрытую часть приспособления, в котором помещается магнитный блок.

При установке обрабатываемой детали 3 на плите постоянные магниты блока располагают против участков верхней плиты между вставками 1 из железа Армко, чтобы диамагнитные прокладки блока совпали с диамагнитными прокладками верхней плиты. В этом случае магнитные силовые линии пройдут через верхнюю плиту, обрабатываемую деталь 3, вставки 1 в верхней плите, пластины 5 из железа Армко блока и замкнутся через нижнюю плиту 11. Тонкими замкнутыми линиями показан путь магнитного потока, который, проходя через обрабатываемую деталь 3, прижимает ее к плите.

Для съема обрабатываемой детали магнитный блок сдвигается в корпусе плиты при помощи эксцентрикового механизма (см. рис. V. 34, б) вдоль плиты. Магнитный силовой поток, выходящий из постоянных магнитов, пройдет через верхнюю плиту и пластины блока 5, замкнется на нижней плите, минуя деталь 3, которая снимается с магнитной плиты.

На приспособлениях с постоянными магнитами необходимо обеспечить определенное усилие закрепления обрабатываемой детали. Сила магнитного притяжения (сила зажима) при закреплении детали магнитным полем

$$Q = 4,06 \cdot 10^4 (\Phi^2 / S),$$

где Φ — магнитный поток, Вб; S — площадь зазора, м².

Магнитный поток Φ , квадрату которого пропорциональна сила притяжения, зависит от магнитодвижущей силы F и магнитной проводимости G_m , поэтому

$$\Phi = F G_m.$$

Подставив в предыдущую формулу это значение магнитного потока, получим формулу для определения силы зажима детали, установленной в наладке, на магнитной плите:

$$Q = 4,06 \cdot 10^4 (F^2 G_m^2 / S).$$

Следовательно, для получения требуемой силы притяжения детали, установленной в наладке на магнитной плите, необходимо, чтобы наладка имела вполне определенную магнитную проводимость.

Имеются четыре класса точности магнитных плит: Н — нормальный, П — повышенный, В — высокий и А — особо высокий.

Основные размеры прямоугольных магнитных плит даны в ГОСТ 16528—70; здесь же даны технические требования на плиты и допуски на неточность формы и расположения поверхностей магнитных прямоугольных плит четырех классов точности. Шероховатость рабочей поверхности плиты и обработанной поверхности

образца должны быть $\sqrt{1,2}$ для плит класса точности Н и соответственно классов шероховатости $\sqrt{0,5}$, $\sqrt{0,25}$, $\sqrt{0,125}$ для

классов точности П, В и А.

Конструкция наладки для установки обрабатываемой детали должна обеспечить выполнение определенных технологических требований и гарантировать закрепление наладки с деталью на магнитной плите с требуемой силой.

Необходимо отметить, что с увеличением высоты шероховатости на базовых поверхностях деталей, устанавливаемых на магнитных приспособлениях, сила прижима снижается, так как возникающий воздушный зазор создает большое сопротивление прохождению магнитного потока.

В настоящее время применяют плиты с постоянными магнитами, магнитные свойства которых возбуждаются подачей в катушки сильных импульсов постоянного тока. Эти плиты не имеют движущихся узлов, а ток питания при работе отключен. Размагничивание получается за счет подачи в катушки убывающего до нуля переменного тока. Плиты с постоянными магнитами обеспечивают удерживающую силу до 1,5 МПа (15 кгс/см²), такую же, как и электромагнитные приспособления.

Постоянные магниты изготовляют из ферромагнитных материалов, обладающих высокой остаточной индукцией B и большой коэрцитивной силой H . Лучшим материалом для постоянных магнитов является сталь с высоким содержанием углерода и специальных присадок вольфрама, кобальта, хрома. Магнитные свойства этих сталей постепенно уменьшаются, поэтому требуется повторное намагничивание (примерно через два года).

Постоянные магниты для плит изготовляют из специальных сплавов, верхнюю и нижнюю плиты — из отожженной стали 10, стальные пластины магнитного блока и вставки верхней плиты — из стали, диамагнитные прокладки блока — из меди и латуни, а диамагнитную заливку вставок верхней плиты — из баббита и красной меди.

Преимущества приспособлений с магнитным приводом: вес и высота магнитных плит меньше, чем электромагнитных, они безопасны в работе, так как не связаны с каким-либо источником тока; не расходуют электроэнергию; требуют меньшие затраты на ремонт и имеют большой период эксплуатации, т. е. весьма долговечны в работе.

Недостатки электромагнитных и магнитных приводов приспособлений: получение меньшей силы зажима детали по сравнению с механизированными приводами; на них нельзя крепить детали из немагнитных материалов.

Электромагнитные и магнитные плиты и патроны применяют для установки и закрепления деталей, обрабатываемых шлифованием, чистовым фрезерованием, точением.

ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ ТОКАРНЫХ И КРУГЛОШЛИФОВАЛЬНЫХ СТАНКОВ

На токарных и круглошлифовальных станках обрабатываемые детали в зависимости от формы и размеров устанавливают в центрах или в патроне. Один центр расположен в шпинделе передней бабки, а второй — в шпинделе задней бабки токарного или шлифовального станка. Патрон устанавливают и закрепляют на конце шпинделя передней бабки станка.

§ VI.1. Центры

Центры бывают следующих типов: 1. Упорные центры. Они выполняются цельными и со вставками из твердых сплавов (ГОСТ 2209—69). 2. Упорные полуцентры (ГОСТ 2576—67). 3. Центры упорные с конусностью 1:10 и 1:7 (ГОСТ 18259—72, 18260—72) для тяжелых работ. 4. Съёмные вращающиеся центры (ГОСТ 8742—75). 5. Вращающиеся центры (ГОСТ 8742—75) для легких работ.

Кроме стандартизованных применяются центры специальных конструкций: плавающие с рифленным центром, плавающие с поводковым пальцем и т. д.

Конусная поверхность центра предназначена для установки детали и имеет угол при вершине 60, 90, 120°; хвостовик центра изготовляют с конусом Морзе определенного номера (№ 2, 3, 4, 5, 6).

При обработке ступенчатых валов на многорезцовых станках для получения заданных линейных размеров вал устанавливают на плавающий (подпружиненный) передний центр. На рис. VI.1, а показана обработка валика на центрах токарного станка с размещением механизированного привода в корпусе задней бабки.

Осевая сила зажима обрабатываемой детали с механизированным приводом пиноли задней бабки станка (Н):

$$Q = K \sqrt{P_z^2 + \left(P_y - P_x \frac{D}{2L}\right)^2} \cdot \frac{1 - \operatorname{tg}(\beta + \varphi_1)(3l/a) \operatorname{tg} \varphi_2}{\operatorname{tg}(\beta + \varphi_1)}.$$

Обработка валика на центрах токарного станка с поводковым устройством для вращения детали представлена на рис. VI.1, б.

Сила для вдавливания поводков в торец обрабатываемой детали

$$Q \geq \pi P_z \operatorname{tg} \frac{\beta'}{2} \cdot \frac{D}{D'}, \quad Q \geq 1,8 P_z \frac{D}{D_1} \quad \text{при } \beta' = 60^\circ.$$

При обработке детали на центрах с рифленным центром, представляющим собой поводок, вращающий деталь при обработке, сила, требуемая для вдавливания рифленого поводкового центра в

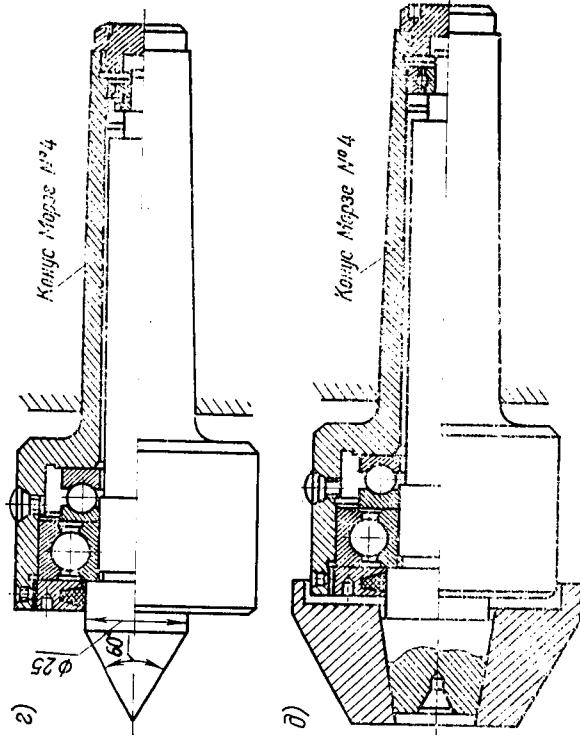
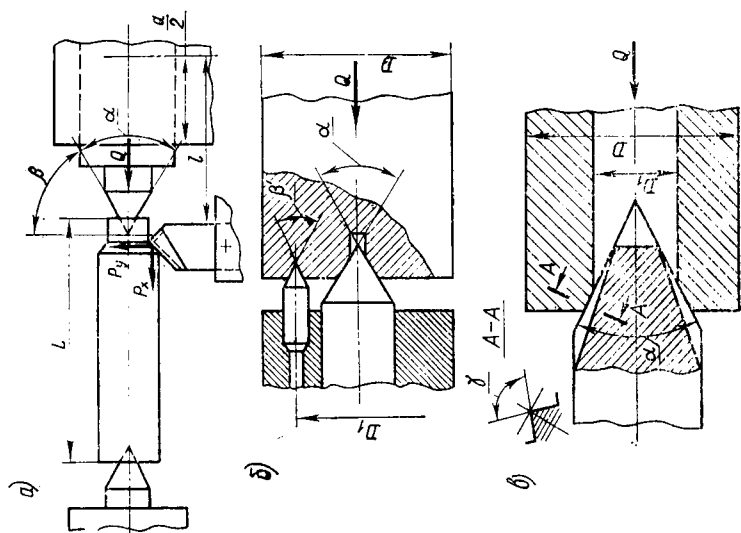


Рис. VI.1. Типы центров

деталь (рис. VI.1, в),

$$Q \geq \frac{2P_z \operatorname{tg}(\gamma/2)}{\sin(\alpha/2)} \cdot \frac{D}{D_1}, \quad Q \geq 4P_z(D/D_1)$$

при $\alpha=60^\circ$ и $\gamma=90^\circ$.

В случае обработки деталей на центрах токарного станка при вращении детали с помощью поводковых устройств или рифленным поводковым центром требуемую силу Q центров определяют по первой формуле, а по второй и третьей — проверяют эту силу.

Здесь Q — требуемая сила механизированного привода, Н (кгс); K — коэффициент запаса; P_x, P_y, P_z — составляющие сил резания, Н (кгс); D — диаметр обрабатываемой поверхности детали, мм; L — длина обрабатываемой детали, мм; $\beta=90-\alpha/2$ — угол между образующей конуса центра задней бабки и осью суппорта, град; α — угол при вершине центра, град; $\varphi_1 \approx 3$ — угол трения на поверхности конуса центра, град; $\varphi_2=3$ — угол трения на поверхности пиноли задней бабки станка, град; l — расстояние от середины центрового отверстия до середины пиноли, мм; a — длина пиноли задней бабки, мм; β' — угол при вершине поводка, град; D_1 — диаметр окружности расположения поводков, мм; γ — угол при вершине сечения рифа, град.

Невращающиеся задние центры станков от трения сильно нагреваются и изнашиваются. Для уменьшения износа и увеличения стойкости центров применяют вращающиеся задние центры, менее точные, чем невращающиеся центры. Задний центр (рис. VI.1, з) применяют для установки деталей с центровыми отверстиями, а задний центр, показанный на рис. VI.1, д, — для обработки полых деталей. Центр (рис. VI.1, д) вращающийся изготавливается с комплектом сменных наконечников (11 шт.), для установки различных деталей на токарном станке при скоростной обработке.

§ VI.2. Поводковые приспособления и самозажимные поводковые патроны

Поводковые приспособления. Стандартизированными поводковыми приспособлениями являются: хомутики поводковые для токарных и фрезерных работ (ГОСТ 2578—70), для шлифовальных работ (ГОСТ 16488—70); поводковые патроны (ГОСТ 13334—67); токарные поводковые патроны (ГОСТ 2572—71).

Поводковые приспособления применяют для передачи вращательного движения (крутящего момента) от шпинделя станка к обрабатываемой детали, установленной в центрах, на оправке или в патроне. К поводковым приспособлениям относятся хомутики, поводковые планшайбы, поводковые патроны. Хомутик с ручным зажимом надевают на обрабатываемую деталь, крепят винтом и затем обрабатываемую деталь с хомутиком устанавливают в центрах станка. При включении станка обрабатываемая деталь через поводковую планшайбу и хомутик вращается от шпинделя станка.

Самозажимные поводковые патроны. Такие патроны изготавливают с двумя или тремя эксцентриковыми кулачками с насечкой, которые в начале обработки под действием сил резания зажимают обрабатываемую деталь, установленную в центрах станка, и передают ей крутящий момент от шпинделя станка.

При увеличении крутящего момента резания автоматически увеличивается и крутящий момент от шпинделя, передаваемый кулачками патрона на деталь. Для удобной установки детали в центрах применяют поводковые патроны с автоматически раскрывающимися кулачками. Равномерный зажим детали всеми кулачками обеспечивается тем, что применяют плавающие кулачки или кулачки с независимым перемещением. Самозажимные поводковые патроны позволяют устанавливать кулачки на различный диаметр обрабатываемых деталей. Эти патроны при центровой обработке деталей на многорезцовых станках служат для передачи детали от шпинделя станка больших крутящих моментов.

На рис. VI.2 дан поводковый патрон с двумя эксцентриковыми сменными кулачками Московского станкозавода им. Орджоникидзе. Фланец 8 патрона устанавливают коническим отверстием на шпиндель и крепят винтами к его фланцу. Корпус 10 патрона соединяется с фланцем 8 винтами 7, проходящими через распорные втулки 6; он имеет ведущие пальцы 9, на которых установлены кулачки 2. Для одновременного зажима детали двумя кулачками корпус 10 может перемещаться относительно фланца в направлении его пазов и пружиной 3 поворачиваться в начальное положение.

В момент включения станка шпиндель с патроном начинает вращаться и кулачки 2 под действием центробежных сил от грузов 1, мгновенно поворачиваясь на пальцах, предварительно зажимают деталь, предупреждая ее провертывание в начале резания. Окончательный зажим детали производится в начальный момент резания от составляющей силы резания P . После обработки детали станок выключается, шпиндель не вращается, кулачки 2 толкателями 5 под действием пружин 4 поворачиваются на пальцах 9 в исходное положение и деталь разжимается.

Меняя кулачки патрона, обеспечивают обработку деталей диаметром 30—150 мм.

Центробежную силу определяют через массу груза и угловую скорость вращения его центра тяжести $[H \text{ (кгс)}]$:

$$P_{ц} = m\omega^2 R,$$

или через массу и линейную скорость:

$$P_{ц} = mv^2/R.$$

Здесь $m = G/g$ — масса груза, кг; G — вес вращающихся грузов, Н (кгс); $g = 9,81$ — ускорение свободного падения, м/с²; ω — угловая скорость вращения груза относительно оси шпинделя рад/с; $\omega = \pi n/30 = 0,1n$; n — частота вращения шпинделя станка, об/мин; R — расстояние от центра тяжести груза до оси вращения патрона,

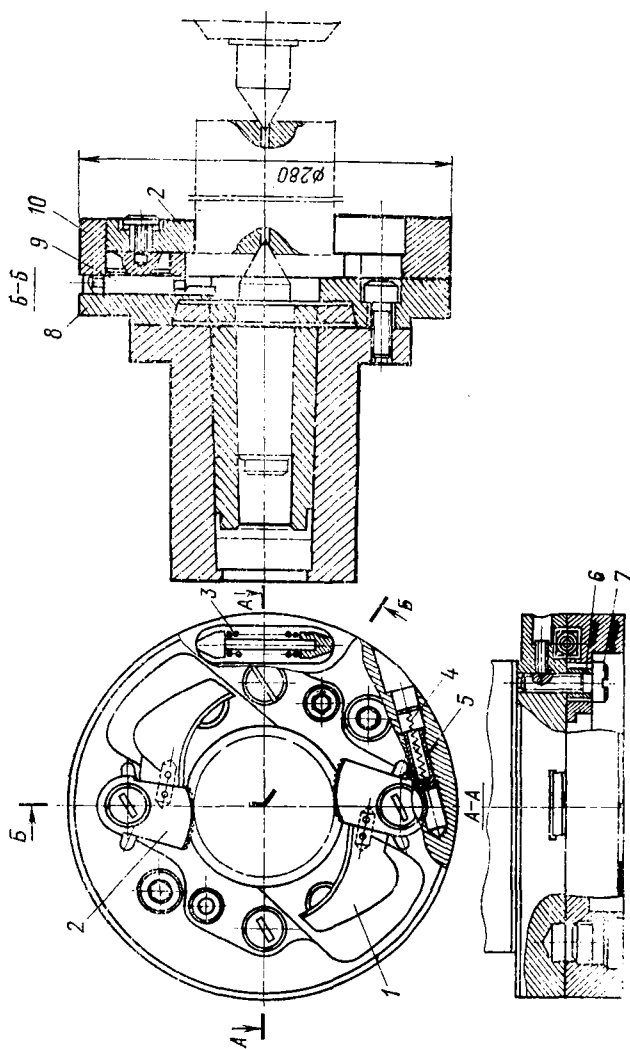


Рис. VI.2. Двухкулачковый поводковый патрон

м; v — линейная скорость вращения центра тяжести груза, м/с; $v = \omega R$, откуда $\omega = v/R$.

Подставим в формулу для определения $P_{ц}$ вместо m величину G/g , а вместо v — величину $0,1nR$ и, произведя преобразования, получим формулу для определения центробежной силы

$$P_{ц} = (0,01Gn^2R)/g.$$

После сокращения на $g \approx 9,81$ получим

$$P_{ц} = 0,001GRn^2,$$

где R выражено в м.

Сила зажима детали одним кулачком патрона

$$W = P_{ц} \cos 30^\circ,$$

где 30° — угол между силой зажима W , приложенной к кулачку, и направлением действия центробежной силы.

Подставим вместо $P_{ц}$ его значение, получим

$$W = 0,001GRn^2 \cos 30^\circ.$$

Сила зажима двумя кулачками патрона

$$W_{сум} = P_{ц} z \cos 30^\circ,$$

где z — число кулачков патрона.

Пример VI.1. Определить силу зажима W детали одним кулачком патрона (см. рис. VI.2).

Дано: $G=40$ Н — вес противовеса (вращающего груза); $n=1500$ об/мин — частота вращения шпинделя станка; $R=0,07$ м — расстояние от центра тяжести груза до оси вращения патрона. Сила зажима W детали, действующая на кулачке, расположена под углом 30° к направлению центробежной силы.

Решение. Сила зажима $W = 0,001GRn^2 \cos 30^\circ = 0,001 \cdot 40 \cdot 0,07 \cdot 1500^2 \cdot 0,865 = 545$ Па.

Двухкулачковые поводковые патроны нормализованы (МН 4051—62), они могут иметь плавающий (подпружиненный) центр.

Для определения размеров и профиля кулачков патрона (рис. VI.3) необходимо иметь следующие данные: усилие резания P_z , диапазон диаметральных размеров обрабатываемых деталей, зажимаемых комплектом сменных кулачков патрона; размер h между осью детали и осью качения (поворота) кулачка.

Принимаем, что профиль рабочей поверхности кулачка изготовлен по логарифмической спирали с постоянным углом подъема $\theta = 0,310$ рад $= 18^\circ$ ($1^\circ = 0,017453$ рад).

Наибольший вектор кулачка

$$r_{\max} = h - R_{\min} + 0,5\theta^2 R_{\min} (1 - R_{\min}/h).$$

Наименьший вектор кулачка

$$r_{\min} = h - R_{\max} + 0,5\theta^2 R_{\max} (1 - R_{\max}/h).$$

Угол поворота кулачка при зажиме поверхности обрабатываемой детали (град или рад)

$$\alpha_0 = 2,3 \lg(r_{\max}/r_{\min})/\theta.$$

Здесь $R_{\max}$ и $R_{\min}$ — максимальный и минимальный радиусы зажатой кулачками части детали, мм θ — угол подъема профиля кулачка, рад.

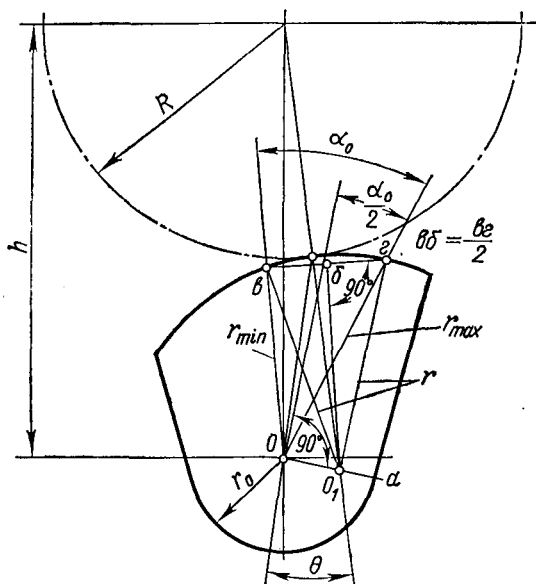


Рис. VI.3. Схема для определения размеров и профиля кулачков поводковых самозажимных патронов

Зная угол α_0 и величину векторов $r_{\max}$ и $r_{\min}$, являющихся сторонами угла α_0 с вершиной в точке O (ось вращения кулачка), можно изготовить профиль рабочей поверхности кулачка не по логарифмической спирали, а по окружности.

Центр этой окружности, точка O_1 , находится в пересечении перпендикуляра Oa к биссектрисе угла α_0 и перпендикуляра O_1b , восстановленного из середины прямой bg ($bg = vb/2$), соединяющей концы векторов.

Осевая сила зажима детали одним кулачком патрона

$$Q = M_{\text{рез}} / \left[n R_{\max} \sin \left(\theta + \frac{4r_0\mu}{\pi r_{\min}} \right) \right],$$

где $M_{\text{рез}} = P_z r_p$ — момент от силы резания P_z , Н·м (кгс·мм); n — число кулачков патрона; $R_{\max}$ — максимальный радиус детали, которую можно зажать в патроне, мм; r_0 — радиус тыльной упорной поверхности кулачка, мм; $\mu = 0,15$ — коэффициент трения на тыльной упорной поверхности кулачка; r_p — радиус наибольшей шейки обрабатываемого ступенчатого вала, мм.

§ VI.3. Оправки для обработки полых деталей и деталей с центральным отверстием

Консольные и центровые оправки применяют для установки с центральным базовым отверстием втулок, колец, шестерен, обрабатываемых на многорезцовых шлифовальных и других станках.

При обработке партии таких деталей требуется получить высокую concentricность наружных и внутренних поверхностей и заданную перпендикулярность торцов к оси детали.

В зависимости от способа установки и центрирования обрабатываемых деталей консольные и центровые оправки можно подразделить на следующие виды: 1) жесткие (гладкие) для установки деталей с зазором или натягом; 2) разжимные цанговые; 3) клиновые (плунжерные, шариковые); 4) с тарельчатыми пружинами; 5) samozажимные (кулачковые, роликовые); 6) с центрирующей упругой втулкой.

На рис. VI.4, а показана гладкая оправка 2, на цилиндрической части которой установлена обрабатываемая деталь 3. Тяга 6, за-

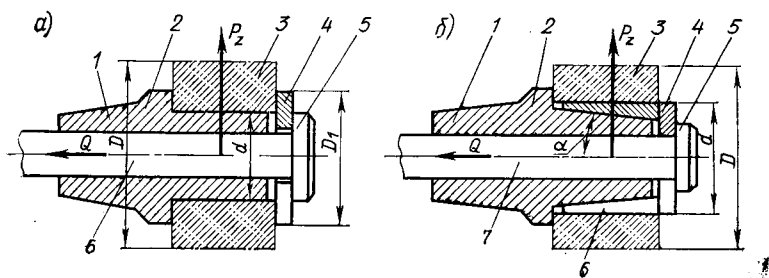


Рис. VI.4. Конструкции оправок:
а — гладкая оправка; б — оправка с разрезной втулкой

крепленная на штоке пневмоцилиндра, при перемещении поршня со штоком влево головкой 5 нажимает на быстросменную шайбу 4 и зажимает деталь 3 на гладкой оправке 2. Оправка конической частью 1 вставляется в конус шпинделя станка. При зажиме обрабатываемой детали на оправке осевая сила Q на штоке механизированного привода вызывает между торцами шайбы 4, уступом оправки и обрабатываемой деталью 3 момент от силы трения, больший, чем момент $M_{рез}$ от силы резания P_z . Зависимость между моментами

$$Q f (D_1 + d)/4 = K P_z (D/2) = K P_z R,$$

откуда сила на штоке механизированного привода

$$Q \approx 2 K P_z D / [(D_1 + d) f].$$

По уточненной формуле

$$Q = K P_z D / \left[\frac{2}{3} f \left(\frac{D_1^3 - d^3}{D_1^2 - d^2} \right) \right],$$

здесь $K = 1,5 \div 2,0$ — коэффициент запаса; P_z — вертикальная составляющая сила резания, Н (кгс); D — наружный диаметр поверхности обрабатываемой детали, мм; D_1 — наружный диаметр быстросменной шайбы, мм; d — диаметр цилиндрической установочной части оправки, мм; $f = 0,1 - 0,15$ — коэффициент трения сцепления.

На рис. VI.4, б показана оправка 2 с разрезной втулкой 6, на которой устанавливают и зажимают обрабатываемую деталь 3. Конической частью 1 оправку 2 вставляют в конус шпинделя станка. Зажим и разжим детали на оправке производят механизированным приводом. При подаче сжатого воздуха в правую полость пневмоцилиндра поршень, шток и тяга 7 движутся влево и головка 5 тяги с шайбой 4 перемещает разрезную втулку 6 по конусу оправки, пока она не зажмет деталь на оправке. Во время подачи сжатого воздуха в левую полость пневмоцилиндра поршень, шток и тяга перемещаются вправо, головка 5 с шайбой 4 отходит от втулки 6 и деталь разжимается.

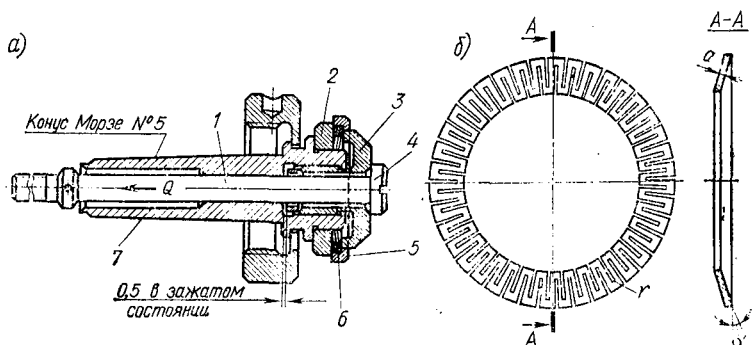


Рис. VI.5. Консольная оправка с тарельчатыми пружинами (а) и тарельчатая пружина (б)

Крутящий момент от вертикальной силы резания P_z должен быть меньше момента от сил трения на цилиндрической поверхности разрезной втулки 6 оправки. Осевая сила на штоке механизированного привода (см. рис. IV.4, б)

$$Q = (KP_z D / d f) [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + f],$$

где $\alpha = 15$ — половина угла конуса оправки, град; $\varphi \approx 6$ — угол трения на поверхности контакта оправки с разрезной втулкой, град; $f = 0,15 - 0,2$ — коэффициент трения.

Оправки и патроны с тарельчатыми пружинами применяют для центрирования и зажима по внутренней или наружной цилиндрической поверхности обрабатываемых деталей. На рис. VI.5, а, б соответственно показаны консольная оправка с тарельчатыми пружинами и тарельчатая пружина. Оправка состоит из корпуса 7, упорного кольца 2, пакета тарельчатых пружин 6, нажимной втулки 3 и тяги 1, соединенной со штоком пневмоцилиндра. Оправку применяют для установки и закрепления детали 5 по внутренней цилиндрической поверхности. При перемещении поршня со штоком и тягой 1 влево последняя головкой 4 и втулкой 3 нажимает на тарельчатые пружины 6. Пружины выпрямляются, их наружный

диаметр увеличивается, а внутренний уменьшается, обрабатываемая деталь 5 центрируется и зажимается.

Размер установочных поверхностей пружин при сжатии может изменяться в зависимости от их размера на 0,1—0,4 мм. Следовательно, базовая цилиндрическая поверхность обрабатываемой детали должна иметь точность 2—3-го классов.

Тарельчатую пружину с прорезями (рис. VI.5, б) можно рассматривать как совокупность двухзвенных рычажно-шарнирных механизмов двустороннего действия, разжимаемых осевой силой. Определив крутящий момент $M_{\text{рез}}$ от силы резания P_z и выбирая коэффициент запаса K , коэффициент трения f и радиус R установочной поверхности тарельчатой поверхности пружины, получим равенство

$$W f R = K M_{\text{рез}} = K P_z R_1.$$

Из равенства определим суммарную радиальную силу зажима, действующую на установочной поверхности обрабатываемой детали,

$$W_{\text{сум}} = K M_{\text{рез}} / f R = K P_z R_1 / f R.$$

Осевая сила на штоке механизированного привода для тарельчатых пружин:

с радиальными прорезями

$$Q = 1,33 \operatorname{tg} \alpha (K M_{\text{рез}} / f R) = 1,33 \operatorname{tg} \alpha (K P_z R_1 / f R);$$

без радиальных прорезей

$$Q = \operatorname{tg} \alpha W_{\text{сум}} = \operatorname{tg} \alpha (K M_{\text{рез}} / f R) = \operatorname{tg} \alpha (K P_z R_1 / f R),$$

где $\alpha = 8—12$ — угол наклона тарельчатой пружины при зажиме детали, град; $K = 1,5—2,2$ — коэффициент запаса; $M_{\text{рез}}$ — крутящий момент от силы резания P_z , Н·м (кгс·см); $f = 0,1 \div 0,12$ — коэффициент трения между установочной поверхностью тарельчатых пружин и базовой поверхностью обрабатываемой детали; R — радиус установочной поверхности тарельчатой пружины, мм; P_z — вертикальная составляющая сила резания, Н (кгс); R_1 — радиус обработанной поверхности детали, мм.

§ VI.4. Оправки и патроны с гидропластмассой

Патроны и оправки с самоцентрирующими тонкостенными втулками, наполненными гидропластмассой, применяют для установки по наружной или внутренней поверхности деталей, обрабатываемых на токарных и других станках.

На приспособлениях с тонкостенной втулкой обрабатываемые детали наружной или внутренней поверхностью устанавливаются на цилиндрическую поверхность втулки. При разжиме втулки гидропластмассой детали центрируются и зажимаются.

Форма и размеры тонкостенной втулки должны обеспечивать достаточную ее деформацию для надежного зажима детали на втулке при обработке детали на станке.

При конструировании патронов и оправок с тонкостенными втулками с гидропластмассой рассчитывают: 1) основные размеры тонкостенных втулок; 2) размеры нажимных винтов и плунжеров у приспособлений с ручным зажимом; 3) размеры плунжеров, диаметр цилиндра и ход поршня для приспособлений с механизированным приводом.

Исходными данными для расчета тонкостенных втулок являются диаметр D_d отверстия или диаметр шейки обрабатываемой детали

и длина l_d отверстия или шейки обрабатываемой детали.

Для расчета тонкостенной самоцентрирующей втулки (рис. VI.6) примем следующие обозначения: D — диаметр установочной поверхности центрирующей втулки 2, мм; h — толщина тонкостенной части втулки, мм; T — длина опорных поясков втулки, мм; t — толщина опорных поясков втулки, мм; $\Delta D_{\text{доп}}$ — наибольшая диаметральная

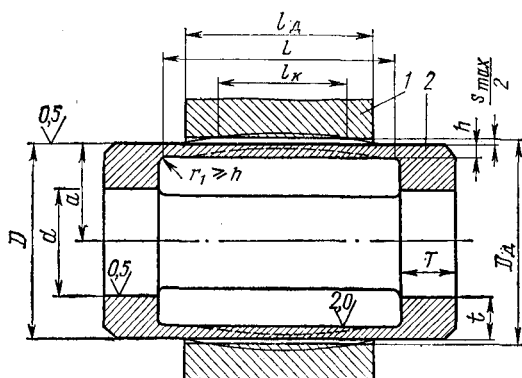


Рис. VI.6. Тонкостенная втулка

упругая деформация втулки (увеличение или уменьшение диаметра в ее средней части) мм; s_{max} — максимальный зазор между установочной поверхностью втулки и базовой поверхностью обрабатываемой детали 1 в свободном состоянии, мм l_k — длина контактного участка упругой втулки с установочной поверхностью обрабатываемой детали после разжима втулки, мм; L — длина тонкостенной части втулки, мм; l_d — длина обрабатываемой детали, мм; D_d — диаметр базовой поверхности обрабатываемой детали, мм; d — диаметр отверстия опорных поясков втулки, мм; p — давление гидропластмассы, требуемое для деформации тонкостенной втулки, МПа ($\text{кгс}/\text{см}^2$); r_1 — радиус закругления втулки, мм; $M_{\text{рез}} = P_z r$ — допустимый крутящий момент, возникающий от силы резания, Н·м ($\text{кгс} \cdot \text{см}$); P_z — сила резания, Н (кгс); r — плечо момента силы резания, см.

Последовательность расчета тонкостенной втулки (рис. VI.6). Диаметр D_d принимают по рабочему чертежу обрабатываемой детали.

1. Определяют наружный или внутренний диаметр $D = 2a$ в зависимости от наружного или внутреннего диаметра D_d базовой поверхности обрабатываемой детали. Базовая поверхность детали должна быть обработана по 2—3-му классам точности, установоч-

ная поверхность тонкостенной втулки изготовлена по 2—2а классам точности с ходовой посадкой.

2. Длину L средней части тонкостенной втулки (без утолщенных буртов) принимают: $L = (1,0—1,2) l_d$.

3. Толщина h тонкостенной части L втулки:
при $D > 150$ мм и $L > 0,3 D$

$$h = p D^2 / (2 E \Delta D);$$

при $D > 150$ мм и $L < 0,3 D$

$$h = 0,8 \frac{p D^2}{E \Delta D} \cdot \frac{1}{R},$$

где p — удельное давление гидропластмассы в полости втулки, МПа (кгс/см²); R — радиус установочной поверхности втулки, см.

Для определения h можно также пользоваться следующими формулами:

При соотношении	Для втулок диаметром $D = 10 \div 50$ мм	Для втулок диаметром $D = 50 \div 150$ мм
$L > D/2$	$h = 0,015 D + 0,5$	$h = 0,025 D$
$D/2 > L > D/4$	$h = 0,01 D + 0,5$	$h = 0,02 D$
$D/4 > L > D/8$	$h = 0,01 D + 0,25$	$h = 0,015 D$

4. Максимальный радиальный зазор $s_{\max}$ между установочной поверхностью тонкостенной втулки и базовой поверхностью обрабатываемой детали, когда деталь не зажата:

при зажиме по внутренней поверхности обрабатываемой детали

$$s_{\max} = D_{d \max} - D_{\min};$$

при зажиме по наружной поверхности обрабатываемой детали

$$s_{\max} = D_{\max} - D_{d \min}.$$

Практически принимают $s_{\max} = 0,01 \div 0,3$ мм.

5. Допустимая деформация тонкостенной части длинной втулки (увеличение диаметра) в ее средней части

$$\Delta D_{\text{доп}} = (\sigma_t / E K) D,$$

где σ_t — предел текучести материала центрирующей втулки, МПа (кгс/см²); $E = 2,06 \cdot 10^{11}$ ($2,1 \cdot 10^6$) — модуль упругости, Па (кгс/см²); $K = 1,2 \div 1,5$ — коэффициент запаса прочности втулки (принимают $K = 1,4$).

При $L > 0,3 D$ для втулок из хромистых сталей

$$\Delta D_{\text{доп}} \approx 0,003 D;$$

из конструкционных сталей

$$\Delta D_{\text{доп}} = 0,002 D;$$

6. Натяг при зажиме детали

$$\delta = \Delta D_{\text{доп}} - s_{\text{max}};$$

при $\Delta D_{\text{доп}} > s_{\text{max}}$ втулка центрирует и зажимает деталь;

при $\Delta D_{\text{доп}} = s_{\text{max}}$ втулка только центрирует, но не зажимает деталь;

при $\Delta D_{\text{доп}} < s_{\text{max}}$ втулка не центрирует и не зажимает деталь, т. е. ее нельзя применять.

7. Гидростатическое давление p в полости тонкостенной втулки, требуемое для зажима обрабатываемой детали, [МПа (кгс/см²)] при $L > 0,3 D$

$$p = (2\Delta D E h) / D^2,$$

при $L < 0,3 D$

$$p = (1,25\Delta D E h) / (D^2 n).$$

8. Определяют допустимый крутящий момент [Н·м (кгс·см)] при резании $M_{\text{рез}}$, который стремится повернуть обрабатываемую деталь на втулке.

Чтобы деталь во время обработки не повернулась на втулке, максимальный крутящий момент M_{max} от силы трения на поверхности втулки и детали должен быть больше $M_{\text{рез}}$:

$$M_{\text{max}} > M_{\text{рез}} = P_z r, \quad M_{\text{max}} = 5 \cdot 10^2 (2h/D) \sqrt{2h/D} \delta D^2,$$

где h, D, δ выражены в мм.

9. Требуемая продольная сила [Н (кгс)] зажима обрабатываемой детали на тонкостенной втулке

$$Q = 10^4 (2h/D) \sqrt{2h/D} \delta D,$$

где h, D, δ выражены в мм; δ — запас деформации, создающий натяг при зажиме деталей втулкой.

10. Коэффициент длины контакта

$$a' = l_k / L = 0,5 \div 0,8.$$

11. Высота рабочей полости тонкостенной втулки под гидропластмассу

$$t - h = H = 2 \sqrt[3]{D}.$$

12. Длина посадочного пояса втулки

$$T = 2,5 \sqrt[3]{D}.$$

13. Диаметр d отверстия для втулки с наружной установочной поверхностью для деталей с базовой поверхностью, изготовленной по 2-му классу точности,

$$d = D - 2h - 2H - 2,$$

3—3а классам точности

$$d = D - 2h - 2H + 2.$$

Материал для изготовления тонкостенных втулок: при $D < 40$ мм — сталь 40Х с термообработкой до HRC 40; при $D > 40$ мм — сталь У7А с термообработкой до HRC 36.

Технические условия на изготовление втулок:

1) допустимая разностенность тонкостенной части втулки: $\pm 0,03$ мм при $D < 40$ мм; $\pm 0,05$ мм при $D > 40$ мм;

2) допустимое биение установочной поверхности втулки относительно поверхности посадочных поясков и базовой поверхности приспособления не более 0,01 мм.

Сопряжение втулки с корпусом выполняют по легкопрессовой или прессовой посадке 2-го класса точности.

Диаметр d_0 плунжера для передачи внешней силы давления на гидропластмассу, находящуюся в полости тонкостенных втулок:

$$d_0 = 1,2 \sqrt{D} \quad \text{при} \quad 0,125D < l < 0,25D;$$

$$d_0 = 1,5 \sqrt{D} \quad \text{при} \quad 0,25D < l < 0,5D;$$

$$d_0 = 1,8 \sqrt{D} \quad \text{при} \quad 0,5D < l < D.$$

Принимают $d_0 = 10 \div 20$ мм.

Материал плунжеров — сталь 45 с термообработкой до HRC 40—45.

Плунжер с отверстием в корпусе соединяется по посадке А/С. Для хорошей герметичности плунжеры притираются по отверстию для получения зазора не более 0,01 мм.

Последовательность расчета приспособлений с тонкостенной втулкой.

1. Определяем осевую силу Q на штоке цилиндра. При этом по формулам находят диаметр d_0 плунжера и гидростатическое давление p [Па (кгс/см²)] в полости приспособления и подставляют в формулу для определения силы Q [Н (кгс)]:

$$Q = (\pi d_0^2 / 4) p.$$

2. Определяют диаметр [м (см)] поршня цилиндра:

$$D_1 = \sqrt{4Q / (\pi p_b \eta)},$$

где $p_b = 0,4 \div 0,1$ — давление воздуха в сети, МПа (обычно $p_b = 4 \rightarrow 5$ кгс/см²); $\eta = 0,85$ — КПД привода.

3. Определяют ход поршня и плунжера:

$$L' = [4(D - 2h)(l_{\kappa s_{\max}} + lHK_1K_2)] / d_0^2,$$

где $K_1 = 1,15 \div 1,2$ — коэффициент запаса гидропласта в каналах; $K_2 = 5 \cdot 10^5$ p — коэффициент упругости гидропласта при данном давлении гидропластмассы.

На рис. VI.7 показана консольная оправка с тонкостенной втулкой и гидропластмассой. Обрабатываемую деталь 4 базовым отверстием устанавливают на наружную поверхность тонкостенной втулки 5. При подаче сжатого воздуха в штоковую полость пневмоцилиндра поршень со штоком перемещается в пневмоцилиндре влево и шток через тягу 6 и рычаг 1 передвигает плунжер 2, который нажимает на гидропластмассу 3. Гидропластмасса равномерно

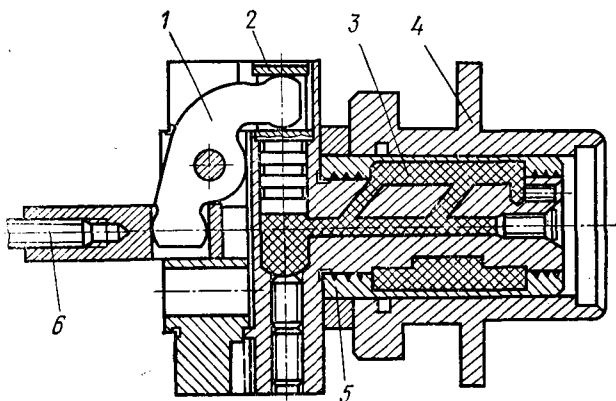


Рис. VI.7. Консольная оправка с гидропластмассой

давит на внутреннюю поверхность втулки 5, втулка разжимается; наружный диаметр втулки увеличивается, и она центрирует и закрепляет обрабатываемую деталь 4.

§ VI.5. Центровые оправки

Жесткие центровые оправки показаны на рис. VI.8, *а—г*. Такие оправки применяют для установки полых деталей, обрабатываемых по всей длине и по торцам за одну установку, или деталей класса диски с базированием по центральному отверстию.

Вспомогательной базой является торцовая поверхность детали, определяющая ее положение на оправке (рис. VI.8, *б*) в продольном направлении. Центровые цельные конические оправки 1 (ГОСТ 16211—70) (рис. VI.8, *а*) применяют при шлифовании полых деталей 2 по наружному диаметру. Базовое отверстие деталей должно обрабатываться по 2а—3-му классам точности. Обрабатываемую деталь насаживают на оправку при ударах торцом оправки о стальную подставку.

На рис. VI.8, *б* показана гладкая центровая оправка 1, на ее цилиндрическую поверхность устанавливают базовым отверстием обрабатываемую деталь 3, затем надевают съемную шайбу 5. Ключом, закручивая гайку 4, зажимают деталь 3 с упором ее торцом в плоскость фланца 2 оправки 1. Такие оправки применяют для обработки деталей на токарных и шлифовальных станках.

В массовом производстве детали, обрабатываемые на многорезцовых станках, устанавливают (снимают) на гладкие со шпонкой

(рис. VI.8, в) или шлицевые (рис. VI.8, г) центровые оправки с помощью небольшого пневмопресса, расположенного рядом со станком.

Оправки изготовляют из стали, установочную поверхность закаливают и шлифуют по 2-му классу точности, шероховатость

$$0,5 \sqrt{\quad} \quad - \quad 0,25 \sqrt{\quad} \quad .$$

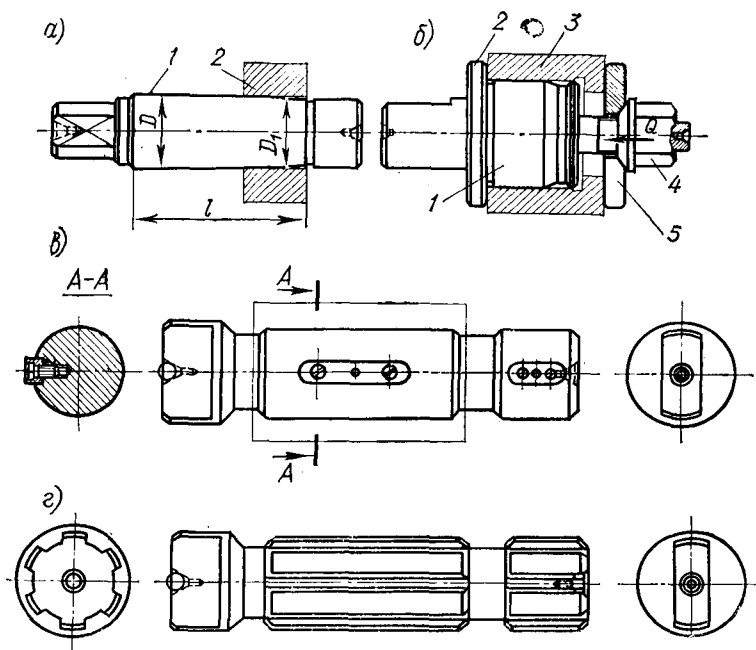


Рис. VI.8. Жесткие центровые оправки

Для передачи оправкой крутящего момента от шпинделя станка на ее правом конце имеется квадрат или лыски.

При расчете жестких центровых оправок с прессовой посадкой обрабатываемых деталей требуется определить диаметр ее рабочей части. Исходными данными для расчета являются: номинальный диаметр d базового отверстия детали, длина базового отверстия l , наружный диаметр детали d_1 , верхнее δ_1 и нижнее δ_2 отклонения номинального диаметра отверстия детали и момент $M_{рез}$ (или осевая сила), возникающие при обработке детали и стремящиеся повернуть или сдвинуть деталь на оправке.

Момент трения $M_{тр}$ и сила трения $P_{тр}$, препятствующие перемещению детали на оправке,

$$M_{тр} = K M_{рез}; \quad P_{тр} = K P_o,$$

где $K = 1,3 \div 2$ — коэффициент запас; $M_{рез}$ — момент резания от

силы резания P_z ; P_o — осевая сила, возникающая при обработке детали.

Момент $M_{тр}$ и силу $P_{тр}$ можно определить еще и другим способом:

$$M_{тр} = f p \pi d^2 l / 2; \quad P_{тр} = f p \pi d l,$$

где $f = 0,1 \div 0,12$ — коэффициент трения между поверхностями детали и оправки; p — удельное давление на поверхностях сопряжения детали и оправки, МПа (кгс/см²).

Допуск на изготовление оправки диаметром 80—100 мм принимают $\delta_3 = 0,01$ мм, а допуск на износ $\delta_4 = 0,01—0,012$ мм.

Центровые цельные конические оправки изготавливают из малоуглеродистых обычных и легированных сталей с цементацией рабочих поверхностей и закалкой до твердости HRC 58—62.

§ VI.6. Люнеты

Люнеты применяют как дополнительные опоры для уменьшения прогиба длинных деталей при $l > 12d$, обрабатываемых на токарных и шлифовальных станках [l — длина детали; d — наибольший диаметр детали].

По конструкции люнеты разделяют на универсальные и специальные, по способу установок на станке — на неподвижные и подвижные.

По конструкции люнеты разделяют на универсальные и специальные, по способу установок на станке — на неподвижные и подвижные.

Универсальные люнеты с раздвижными кулачками применяют при обработке деталей с разными диаметрами. Специальные люнеты применяют для обработки партии деталей одного размера или для поддержания при-

способления, установленного на шпинделе станка с большим вылетом. Универсальные люнеты устанавливают или на станке (неподвижные), или на каретке станка, с которой они перемещаются (подвижные).

На рис. VI.9 показан неподвижный универсальный люнет В. К. Семинского. В корпусе 4 люнета вместо кулачков установлены два шарикоподшипника 5. В отверстие крышки 6 вставлен валик 9 с пружиной, на конце которого подвижно закреплена серьга 11 с двумя шарикоподшипниками 5. При закреплении обрабаты-

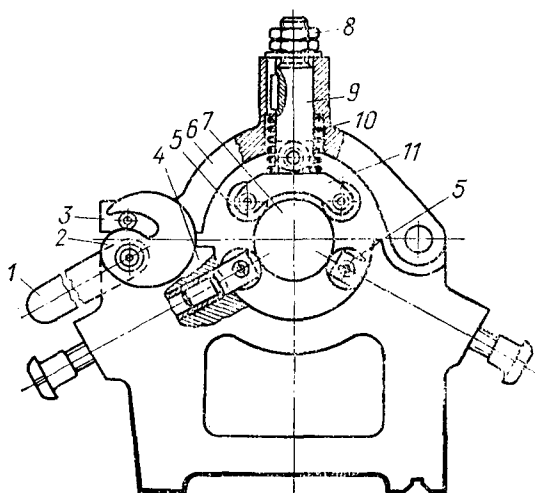


Рис. VI.9. Неподвижный универсальный люнет

мого вала 7 опускают крышку 6 люнета и гайкой 8 регулируют положение валика 9. Затем рукояткой 1 поворачивают эксцентрик 2, в спиральный паз которого входит штифт 3, установленный в крышке 6, и крышка перемещается к центру люнета. При этом пружина 10 прижмет серьгу 11 с верхними подшипниками 5 к валу 7 и он зажимается между верхними и нижними подшипниками люнета.

§ VI.7. Универсальные кулачковые патроны

Кулачковые патроны применяют для установки и зажима различных деталей, обрабатываемых на токарных и шлифовальных станках. В зависимости от количества кулачков патроны разделяются на двух-, трех- и четырехкулачковые. Они бывают с ручным и механизированным приводом. Патроны бывают самоцентрирующими и с независимым перемещением кулачков, универсальными и специальными.

Имеется четыре класса точности патронов: Н — нормальной; П — повышенной; В — высокой; А — особо высокой точности. Технические требования на токарные патроны общего назначения даны в ГОСТ 1654—71.

Двухкулачковые патроны. Такие патроны применяют для установки и закрепления деталей по некруглой поверхности или фасонной поверхности. Их изготавливают с ручным приводом, со спирально-реечным и винтовым механизмами (ГОСТ 14903—69), с клиновым центрирующим механизмом (ГОСТ 16866—71) и клинорычажного типа (ГОСТ 16682—71). Работают они от механизированного привода, закрепленного на заднем конце шпинделя токарного или токарно-револьверного станка.

Двухкулачковые патроны крепятся на переднем конце шпинделя станка с помощью промежуточного фланца или к фланцевому концу шпинделя станка.

Универсальный двухкулачковый патрон. Двухкулачковый самоцентрирующий клинорычажный механизированный патрон (ГОСТ 16682—71), показанный на рис. VI.10, закреплен на шпинделе станка с помощью переходного фланца. При вращении патрон предохраняется от самоотвинчивания пружинным стопором 3, установленным в гайке 2, которая закреплена на винте 1 стопором 12. Винт 1 резьбой соединяется с тягой штока пневмопривода и служит для регулирования радиального перемещения кулачков. Кулачки 9 перемещаются к оси патрона под действием рычагов 7, сидящих на штифтах 8 и опирающихся на цилиндрические поверхности 6 корпуса 5 патрона.

При перемещении в пневмоцилиндре поршня со штоком слева направо через винт 1 и наклонные плоскости муфты 4 кулачки 9 разводятся и деталь разжимается. К кулачкам 9 крепятся винтами 10 сменные губки 11.

Универсальные трехкулачковые самоцентрирующие патроны с ручным зажимом торцовым ключом. Такие патроны применяют для установки и зажима по цилиндрической поверхности различных

деталей в серийном и единичном типах производства. Модели СТ-80, СТ-630 таких патронов разработаны ЭНИМСом в соответствии с ГОСТ 2675—71.

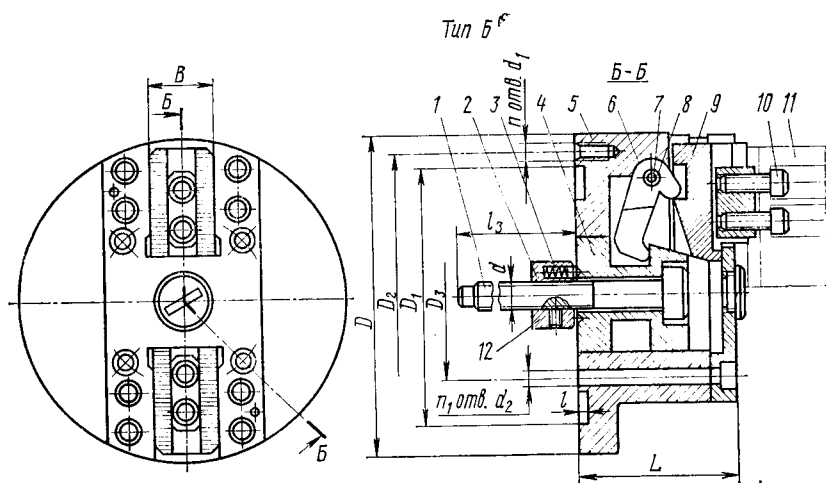


Рис. VI.10. Универсальный двухкулачковый патрон

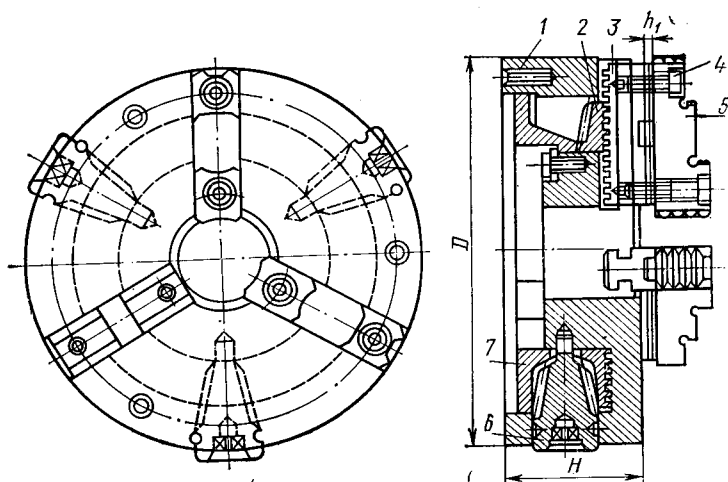


Рис. VI.11. Трехкулачковый спирально-реечный самоцентрирующий патрон

Небольшое применение имеют универсальные трехкулачковые спирально-реечные патроны. На рис. VI.11 дан трехкулачковый спирально-реечный самоцентрирующий патрон с ручным зажимом, закрепляемый на резьбовом конце шпинделя токарного станка.

В корпусе 1 патрона расположен диск 2, имеющий на одном торце коническое зубчатое колесо, а на другом — спиральные ре-
чные пазы, находящиеся в зацеплении с рейками 3.

В крестообразном пазу реек 3 винтами 4 устанавливают и за-
крепляют прямые или обратные накладные кулачки 5. При вра-
щении торцовым ключом одного из трех конических зубчатых ко-
лес 6, находящихся в зацеплении с коническим колесом диска 2,
последний поворачивается и перемещает рейки 3 с кулачками 5 к
оси патрона при зажиме детали и от оси — при ее разжиме. Крыш-
ка 7 удерживает диск 2 в корпусе патрона от продольного смеще-
ния и препятствует попаданию в патрон стружки и грязи.

Некоторые патроны изготовляют с цельными прямыми и обрат-
ными кулачками с нарезанными на их торцах рейками для непо-
средственного сопряжения со спиральными пазами диска 2. Недо-
статок этих патронов состоит в том, что радиусы кривизны на
различных участках спирали диска 2 различны, а радиус реек 3
кулачков одинаков, поэтому соприкосновение реек 3 с витками
спирали диска 2 происходит не по всей поверхности, а по неболь-
шим (узким) участкам.

При неполном зацеплении витков спирали диска с рейками ку-
лачков возникают высокие удельные давления в сопряжении и
происходит значительный износ центрирующего механизма и поте-
ря точности патрона. Для повышения износоустойчивости применя-
ют закалку и шлифование витков спирали диска и реек кулачков
патрона.

Универсальные четырехкулачковые патроны. Эти патроны при-
меняют для установки и зажима деталей некруглой формы, обра-
батываемых на токарных, револьверных, сверлильных станках в
единичном и серийном типах производства.

Конструкция четырехкулачковых патронов с независимым пе-
ремещением кулачков ключом разработана (ГОСТ 3890—72) четы-
рех классов точности Н, П, В, А и двух типов А — для крепления
на фланцевые концы шпинделей и Б — для крепления на резьбовые
концы шпинделей через промежуточные фланцы.

Токарные четырехкулачковые патроны выпускаются моделей
ТН-160 — ТН-1000.

На рис. VI.12 показан универсальный четырехкулачковый па-
трон с механизированным приводом для перемещения кулачков к
оси и от оси патрона.

Каждая пара противоположно установленных кулачков подво-
дится и отводится от поверхности обрабатываемой детали последо-
вательно, для равномерного зажима детали всеми кулачками.

Пневмопривод расположен на заднем конце шпинделя станка.
При перемещении поршня со штоком в пневмоцилиндре влево шток
через тягу и винт 1 передвигает втулку 2 вдоль оси. При этом
втулка 2 вместе с втулкой 10, закрепленной на резьбе втулки 2,
воздействуют на плавающие секторы 3 и 9, которые перемещают
втулки 4 и 5 с диаметрально расположенными пазами для установ-
ки в них длинных плеч рычагов 8. Каждая втулка 4 и 5 поворачи-

вает только одну пару рычагов 8. Втулки 4 и 5 под действием плавающих секторов 3 и 9 перемещаясь влево, поворачивают рычаги 8 на осях, и короткие плечи рычагов 8 перемещают основные кулачки 7, вспомогательные кулачки 6 к оси патрона, и деталь зажимается.

При перемещении поршня со штоком в пневмоцилиндре вправо шток через тягу и винт 1 передвигает втулки 2 и 10, и они через

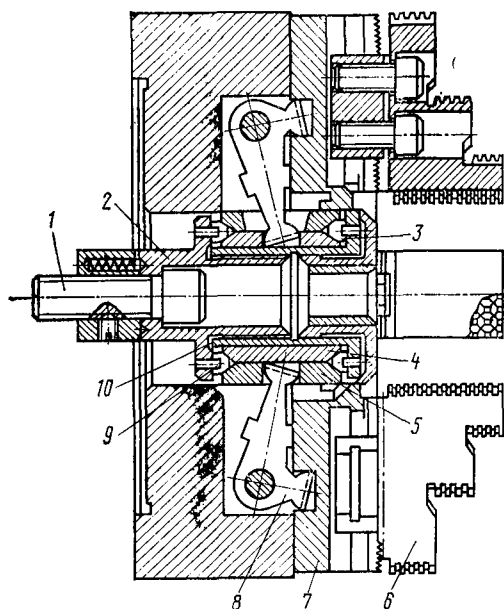


Рис. VI.12. Универсальный четырехкулачковый патрон с механизированным приводом

плавающие секторы 3 и 9 смещают втулки 4 и 5 вправо. Тогда втулки поворачивают длинные плечи каждой пары рычагов 8 вправо, а короткие плечи рычагов 8 разводят кулачки 6 и 7, и деталь разжимается. Зажим и разжим детали каждой парой кулачков производится последовательно с помощью плавающих секторов 9 или 3, перемещающихся перпендикулярно относительно оси патрона.

Трехкулачковые самоцентрирующие патроны с механизированным приводом. Наибольшее применение имеют трехкулачковые клиновые (ГОСТ 16886—71) и рычажно-клиновые (ГОСТ 16862—71) патроны с механизированным приводом для

перемещения кулачков. Эти патроны используют в крупносерийном и серийном типах производства для закрепления деталей, обрабатываемых на различных токарных и revolverных станках. В зависимости от конструкции центрирующего механизма такие патроны с механизированным приводом подразделяют на рычажные, рычажно-винтовые, рычажно-клиновые, клиновые и спирально-реечные. При переналадке патронов необходимо установить и закрепить накладные кулачки на требуемый размер обрабатываемой детали.

На рис. VI.13 показан трехкулачковый рычажный патрон с механизированным приводом для перемещения кулачков при зажиме и разжиме деталей, обрабатываемых на токарных и revolverных станках. Пневмопривод, закрепленный на фланце, установленном на заднем конце шпинделя токарного станка, состоит из пневмоцилиндра 4, в котором размещается поршень 8 со штоком 9, крышки 3, в отверстие которой запрессован хвостовик 1, и невращающейся

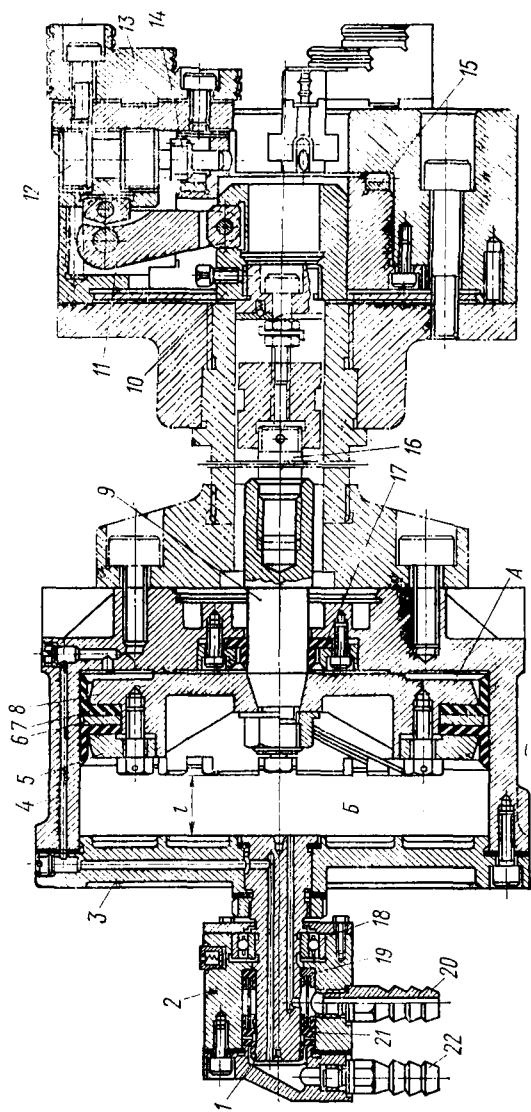


Рис. VI.13. Универсальный трехпальцевый патрон с пневмоприводом

воздухораспределительной муфты 2 с двумя штуцерами 20 и 22 для подвода сжатого воздуха.

Для герметизации полостей *А* и *Б* пневмоцилиндра 4 на поршне установлены манжеты 7 с промежуточным кольцом 6, закрепленные кольцом 5. Герметизация штока осуществляется манжетой 17 и невращающейся муфтой 2 с вращающимся хвостовиком 1, манжетами 19 и 21. Невращающаяся распределительная муфта 2 установлена на наружном кольце шарикоподшипника 18, внутреннее кольцо которого вращается вместе с хвостовиком 1.

От распределительного крана сжатый воздух по трубопроводу подводится к штуцеру 22, затем, пройдя по каналам в хвостовике 1, крышке 3 и пневмоцилиндре 4, поступает в штоковую полость *А* и перемещает поршень 8 со штоком 9 влево. При этом шток через тягу 16 и винт перемещает втулку 10 в корпусе влево. В корпусе патрона на осях установлены три рычага 11 с отношением плеч 3:1. На концах рычагов подвижно установлены сухари, которые входят в пазы втулки 10 и в пазы основания кулачков 13. При движении влево втулка 10 поворачивает на осях рычаги 11, короткие плечи которых перемещают кулачки к центру, и деталь зажимается.

После обработки детали распределительный кран переключается, сжатый воздух подводится к штуцеру 20 и, пройдя по каналу в хвостовике 1, поступает в бесштоковую полость *Б* пневмоцилиндра и перемещает поршень 8 со штоком 9 вправо. При этом шток через тягу 16 перемещает втулку 10 с вертикальными плечами рычагов 11 вправо, а горизонтальные плечи этих рычагов разводят кулачки 13, и деталь разжимается.

Установка кулачков 13 патрона на требуемый размер обрабатываемых деталей производится вращением винта 12, на конце которого имеется зубчатое колесо 14, находящееся в зацеплении с плоским центральным зубчатым колесом 15. При вращении зубчатое колесо 15 через зубчатые колеса 14 поворачивает остальные винты 12, которые перемещают все кулачки в положение, соответствующее размеру обрабатываемой детали.

При зажиме деталей по внутреннему диаметру необходимо переставить в пазах патрона кулачки 13, повернув их на 180°. Диаметр зажимаемой детали кулачками патрона 10—240 мм. Диаметр зажимаемого прутка 10—40 мм. Максимальное усилие на штоке 44 000 Н (4500 кгс).

Большое применение имеют трехкулачковые клиновые и рычажно-клиновые патроны (ГОСТ 16862—71), работающие от механизированного привода. Клиновые патроны крепятся на переднем конце шпинделя посредством промежуточного фланца или к фланцевому концу шпинделя непосредственно. Применяются также патроны трехкулачковые быстропереналаживаемые (ПБК-200—ПБК-400). В этих патронах перестановка кулачков на новый диаметр зажима детали производится быстро, путем последовательного вращения трех валиков-шестерен, установленных в трех зажимных кулачках патрона. При вращении валиков-шестерен три кулач-

ка перемещаются в радиальном направлении к оси патрона или от оси.

На рис. VI.14 показан трехкулачковый самоцентрирующий клиновидный патрон с механизированным приводом, применяемый для быстрого зажима и разжима деталей, обрабатываемых на токарных, револьверных полуавтоматах и других станках и многошпиндельных полуавтоматах в крупносерийном и серийном производствах. В пазах корпуса 1 патрона установлены три кулачка 2, к которым винтами 4 и сухарями 3 прикреплены сменные кулачки 5. В корпусе 1 патрона установлена втулка 6, которая винтом 8 и тягой соединена со штоком поршня пневмоцилиндра. Во втулке 6 имеются три паза *a* с углом наклона 15° , в которые входят наклон-

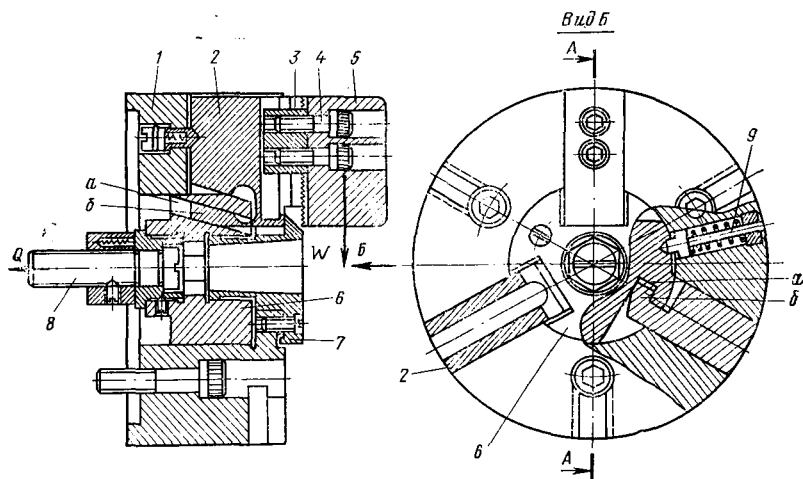


Рис. VI.14. Универсальный трехкулачковый клиновидный патрон с механизированным приводом

ные выступы *б* кулачков 2, образуя клиновые сопряженные пары. Во время подачи сжатого воздуха в штоковую полость пневмоцилиндра поршень со штоком перемещается в пневмоцилиндре влево, шток через тягу, винт 8 и втулку 6 передвигает выступы *б* кулачков 2 вниз по наклонным пазам *a* втулки 6. При этом сменные кулачки 5, перемещаясь к оси патрона, зажимают обрабатываемую деталь.

После обработки детали сжатый воздух подается в бесштоковую полость пневмоцилиндра и поршень со штоком перемещается в пневмоцилиндре вправо. Шток через промежуточные звенья передвигает втулку 6 вправо, выступы *б* кулачков 2 перемещаются по наклонным пазам втулки 6 вверх, и сменные кулачки 5 расходятся от оси патрона, деталь разжимается.

Для замены кулачков в шестигранное отверстие во втулке вставляют торцовый ключ, который поворачивает втулку против часовой стрелки на угол 15° , кулачки 2 выводят из пазов корпуса

1 и выжимают. В рабочем положении втулка 6 удерживается подпружиненным штифтом 9. Втулка 7 предохраняет патрон от засорения. Клиновые патроны жестки и изнosoустойчивы в работе.

Расчет суммарной силы $W_{\text{сум}}$ зажима в кулачковых патронах и осевой силы Q на штоке механизированного привода. Силу Q на штоке механизированного привода для рычажных кулачковых патронов определяют в зависимости от требуемой силы зажима обрабатываемой детали. На деталь 1 (рис. VI.15, а), закрепленную в трехкулачковом патроне 2,

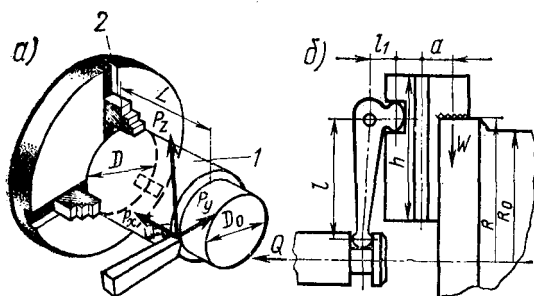


Рис. VI.15. Силы резания, действующие на обрабатываемую деталь, закрепленную в патроне (а), и силы на штоке механизированного привода с рычажным перемещением кулачков (б)

действуют составляющие силы резания P_z , P_x , P_y . Сила P_z создает на обрабатываемой детали 1 крутящий момент $M_{\text{рез}}$, сила P_x — осевой сдвиг и сила P_y — опрокидывающий момент. Величина крутящего момента $M_{\text{рез}}$ зависит от силы P_z , радиуса R_0 обработанной поверхности детали и отношения D/D_0 , где D и D_0 — диаметры детали до и после обработки. Чем больше это отношение, тем меньше

ше влияние крутящего момента на деталь.

Величина опрокидывающего момента зависит от силы P_y и отношения L/D , где L — длина вылета обрабатываемой детали. Чем больше это отношение, тем больше влияние опрокидывающего момента на деталь.

Момент $M_{\text{тр}}$ от сил трения и сила зажима $W_{\text{сум}}$ детали всеми кулачками патрона в основном зависят от крутящего момента $M_{\text{рез}}$ и коэффициента трения (сцепления) между поверхностями обрабатываемой детали и кулачками патрона:

$$M_{\text{тр}} = W_{\text{сум}} f R = K M_{\text{рез}} = K P_z R_0;$$

$$W n = W_{\text{сум}} = K M_{\text{рез}} / f R = K P_z R_0 / f R.$$

Сила зажима детали одним кулачком патрона

$$W = W_{\text{сум}} / n.$$

В патронах (рис. VI.15, б) с рычажным перемещением кулачков осевая сила на штоке механизированного привода патрона

$$Q = K_1 (1 + 3a\mu_1/h) (l_1/l) W_{\text{сум}},$$

откуда

$$W_{\text{сум}} = Q / [K_1 (1 + 3a\mu_1/h) (l_1/l)].$$

В трехкулачковых клиновых патронах (см. рис. VI.14) сила зажима детали всеми кулачками

$$W_{\text{сум}} = Q / [K_1 (1 + 3a\mu_1/h) \operatorname{tg}(\beta + \varphi)].$$

Требуемая сила на штоке механизированного привода патрона

$$Q = K_1 \left(1 + \frac{3a\mu_1}{h} \right) \operatorname{tg}(\beta + \varphi) W_{\text{сум}}.$$

Сила зажима детали одним кулачком патрона

$$W = W_{\text{сум}}/n = K P_z R_0 f R.$$

В приведенных формулах принято: $\mu_1 = (0,15 \div 0,2)$ — коэффициент трения между направляющей поверхностью кулачка и пазом корпуса патрона; f — коэффициент трения (сцепления) между рабочей поверхностью кулачков и обрабатываемой деталью [зависит от вида рабочей поверхности кулачков: при гладкой поверхности $f=0,2$; с кольцевыми канавками $f=(0,3 \div 0,4)$; с продольными и кольцевыми канавками $f=0,45 \div 0,5$; с рифленой поверхностью $f=(0,8 \div 1,0)$]; $K = (1,3 \div 1,6)$ — коэффициент запаса; $K_1 = (1,05 \div 1,2)$ — коэффициент, учитывающий дополнительные силы трения в патроне; R_0 — радиус обработанной части детали, см; R — радиус зажатой кулачками части детали, см; n — число кулачков патрона; a — вылет кулачка от середины его опоры в пазу патрона до центра приложения силы зажима W на одном кулачке, см; l_1 и l — длины короткого и длинного плеч двулучевого рычага ($l_1/l = 1/3 - 1/4$); h — длина направляющей части кулачка, соприкасающаяся с пазом корпуса патрона, см; $\beta = 15^\circ$ — угол наклона пазов скользящей втулки для клиновой пары патрона, град; $\varphi = 5^\circ 43'$ — угол трения наклонной поверхности клиновой пары патрона.

При обтачивании длинной, консольно закрепленной в трехкулачковом патроне детали величина силы зажима должна быть достаточной, чтобы деталь под действием сил резания не могла вывернуться из кулачков патрона. При зажиме детали короткими усту-

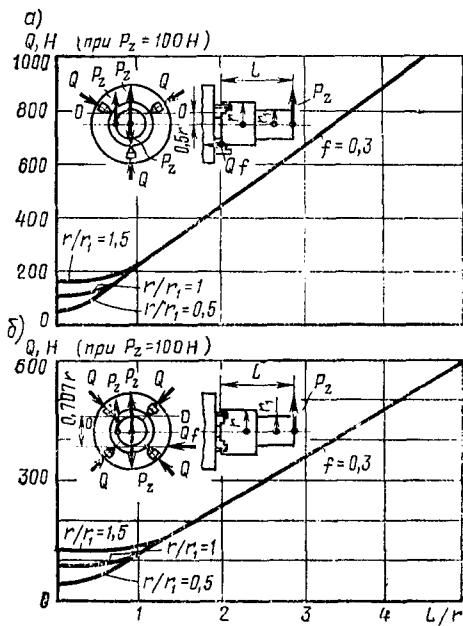


Рис. VI.16. Графики для определения силы зажима детали

пами кулачков (рис. VI.16, *a*) условие равновесия для невыгодно-го положения силы резания P_z (выворачивание детали из патрона происходит вокруг линии $0-0$)

$$KP_z L = 1,5Qfr,$$

откуда сила зажима детали

$$Q = KP_z L / 1,5fr.$$

Здесь $K = 1,3 \div 1,6$ — коэффициент запаса; P_z — тангенциальная сила резания, Н (кгс); L — длина детали, см; Qf — сила трения между рабочей поверхностью кулачков и обрабатываемой деталью, Н (кгс); r — радиус зажатой части детали, см; r_1 — радиус обработанной части детали, см; f — коэффициент трения (сцепления) между рабочей поверхностью кулачков.

Величину силы Q можно выбрать по графику (рис. VI.16, *a*) при $K = 1$; $P_z = 98\text{Н}$ (10 кгс) и $f = 0,3$. По оси абсцисс отложены отношения L/r , а по оси ординат — значения силы Q . Выбранную величину Q умножают на фактическое значение коэффициента запаса K и на поправку $P_z'/10$, где P_z' — действительная величина составляющей силы резания, Н (кгс).

Нижняя разветвляющаяся часть кривой получается при закреплении в патроне недлинной детали, при этом выворачивающий момент от силы P_z небольшой.

В случае небольшого вылета расчет производится по моменту трения детали в кулачках патрона:

$$3Qf = KP_z \quad \text{или} \quad Q = KP_z / 3f.$$

При $f = 0,45$ найденное значение Q делят на 1,5, а при $f = 0,6$ — на 2.

При обработке длинной, консольно закрепленной детали в четырехкулачковом патроне (рис. VI.16, *б*) сила зажима детали одним кулачком патрона определяется из условия равновесия моментов относительно оси $0-0$:

$$KP_z L = 4 \cdot 0,71Qrf,$$

откуда

$$Q = KP_z L / 2,84rf.$$

Для определения силы Q на рис. VI.16, *б* дан график. Величину силы Q для четырехкулачкового патрона определяют по тем же данным, что и для трехкулачкового патрона.

§ VI.8. Цанговые патроны

Цанговые патроны применяют для зажима калиброванных прутков разного профиля, обрабатываемых на токарных станках и автоматах, и для зажима деталей на револьверных станках. В цанговых патронах центрирование и зажим прутка или деталей цангой

производятся осевой слой N на штоке механизированного привода патрона.

На рис. VI.17 показаны три вида цанговых патронов: с втягиваемой (a), выдвижной (b), неподвижной ($в$) цангами и разновидности их установочных отверстий ($з$) в соответствии с профилем прутков, зажимаемых в цанге ($д$). Для возможности зажима в цанговом патроне прутков разных диаметров и форм к нему прилагается комплект сменных цанг.

При зажиме прутка или детали в цанговом патроне обеспечивается concentricity установки 0,02—0,05 мм. Базовую поверхность деталей или прутков, зажимаемых в цангах, обрабатывают

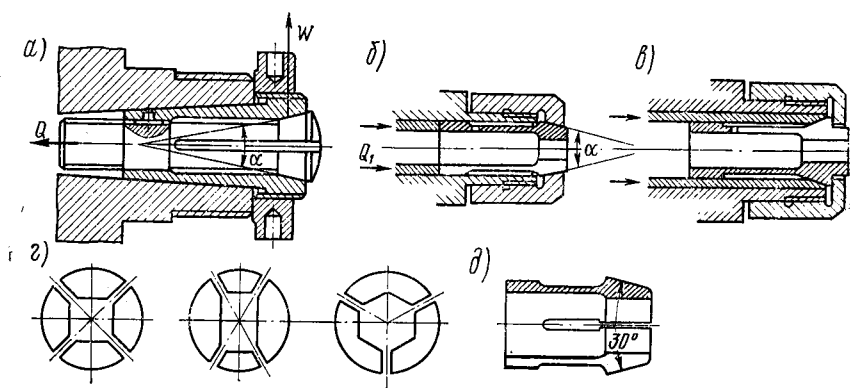


Рис. VI.17. Цанговые патроны с втягиваемой (a), выдвижной ($б$) и неподвижной ($в$) цангами; формы отверстий цанг ($з$) и цанга ($д$)

по 2—3-му классам точности. В цанговых патронах требуемую осевую силу на штоке механизированного привода для сжатия лепестков цанги определяют в зависимости от необходимой силы зажима обрабатываемой детали. Осевая сила Q (рис. VI.18, a) на штоке механизированного привода для зажима втягиваемой цангой детали, при отсутствии внутри цанги упора для точной установки детали по длине

$$Q = (W_{\text{сум}} + W') \operatorname{tg}(\alpha/2 + \varphi),$$

где $W_{\text{сум}}$ — необходимая суммарная сила зажима детали всеми лепестками цанги, равномерно действующая по базовой поверхности детали, Н (кгс); W' — сила предварительного сжатия лепестков цанги для уничтожения зазора между лепестками цанги и поверхностью зажимаемой детали, Н (кгс); $\alpha = 30—40$ — угол при вершине конуса цанги, град; $\varphi = 6—8$ — угол трения между конической поверхностью цанги и сжимающей втулкой, град ($\operatorname{tg} \varphi = 0,1 \div 0,15$).

Суммарная сила зажима

$$W_{\text{сум}} = (K/f) \sqrt{M^2/r^2 + P_x^2}.$$

Каждый лепесток цанги является консольно закрепленной деталью, поэтому сила

$$W' = (3EJf_1/l^3)n.$$

Здесь $K = 1,2 \div 1,5$ — коэффициент запаса; $f = 0,25 \div 0,5$ — коэффициент трения между цангой и обрабатываемой деталью (зависит от вида рабочих поверхностей лепестков цанги); M — момент, передаваемый цангой, Н·м (кгс·см); r — радиус базовой зажатой части детали, мм; P_x — сила, действующая вдоль оси детали при обработке, Н (кгс); $E = 2 \cdot 10^5$ (22 000) — модуль упругости материала цанги, МПа (кгс/мм²); J — момент инерции сектора тонкого кольца в месте задела лепестка цанги, мм⁴ (сечение А—А на рис. VI.18, а); f_1 — стрела прогиба лепестка цанги, равная половине диаметрального зазора Δ между цангой и базовой поверхностью де-

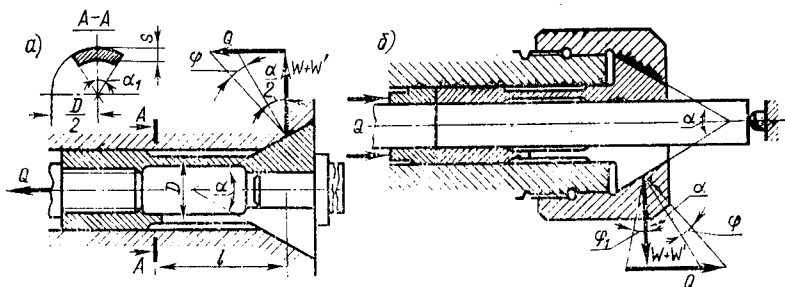


Рис. VI.18. Зажим детали во втягиваемой (а) и выдвжной (б) цангах

тали, $f_1 = \Delta/2$, мм; l — длина лепестка цанги от места ее задела до середины конуса цанги, мм; n — число лепестков цанги.

Момент инерции сектора тонкого кольца в месте задела лепестка

$$J = (D^3 s / 8) (\alpha_1 + \sin \alpha_1 \cos \alpha_1 - 2 \sin^2 \alpha_1 / \alpha_1),$$

где D — наружный диаметр изгибающих лепестков цанги, мм; s — толщина изгибающегося лепестка цанги в сечении А—А, мм; α_1 — половина угла сектора лепестка цанги (сечение А—А), град.

Подставим в формулу для W' полученное значение момента инерции J , тогда

$$W' = \frac{3E f_1 n D^3 s}{l^3 \cdot 8} \left(\alpha_1 + \sin \alpha_1 \cos \alpha_1 - \frac{2 \sin^2 \alpha_1}{\alpha_1} \right).$$

Подставив в эту формулу для W' вместо E его значение $2 \cdot 10^5$ МПа (22 000 кгс/мм²) и вместо f_1 — его значение $\Delta/2$ и произведя преобразование, получим более простую формулу:

для трехлепестковой цанги

$$W' = 6000 \Delta D^3 s / l^3;$$

для четырехлепестковой цанги

$$W' = 2000 \Delta D^3 s / l^3.$$

Подставив в формулу для определения осевой силы найденные значения для силы $W_{\text{сум}}$ и W' , получим формулу для трехлепестковой цанги:

$$Q = (K/f \sqrt{M^2/r^2 + P_x} + 6000 \Delta D^3 s / l^3) \operatorname{tg}(\alpha/2 + \varphi).$$

Осевая сила Q , действующая на штоке механизированного привода для зажима выдвижной цангой детали при наличии осевого упора для детали (рис. VI.18, б),

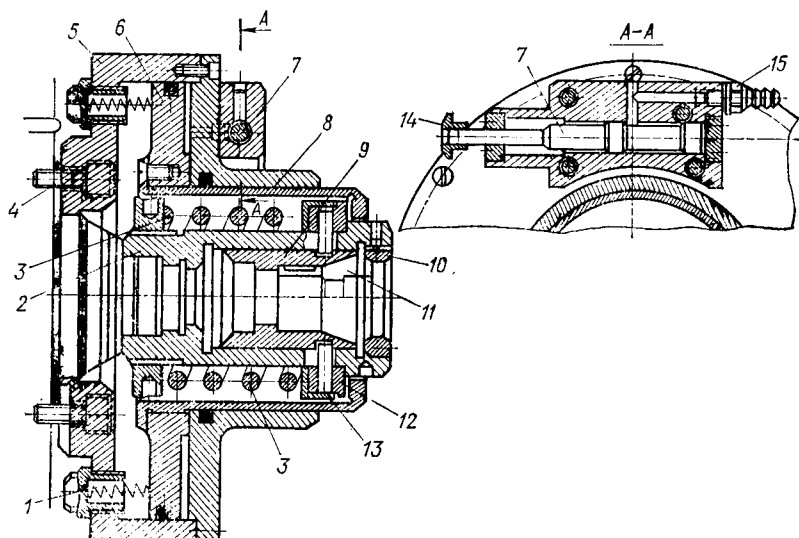


Рис. VI.19. Цанговый патрон для зажима прутков

$$Q = (W_{\text{сум}} + W') [\operatorname{tg}(\alpha/2 + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1].$$

Подставим в формулу вместо $W_{\text{сум}}$ и W' их значения, тогда

$$Q = \left(\frac{K}{f} \sqrt{\frac{M^2}{r^2} + P_x} + 6000 \frac{\Delta D^3 s}{l^3} \right) \left[\operatorname{tg} \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi \right) + \operatorname{tg} \varphi_1 \right].$$

При осевом упоре возникает трение между лепестками цанги и зажимаемой поверхностью детали, поэтому вводится угол трения φ_1 ; $\operatorname{tg} \varphi_1 = 0,2 \div 0,3$.

Цанги изготавливают из углеродистых У10А и легированных 9ХС сталей, они проходят термическую обработку до твердости HRC 40—45 в хвостовой части.

На рис. VI.19 показан цанговый патрон для зажима прутков со встроенным пружинно-пневматическим приводом. Пруток зажимает цанга 11 под воздействием пружины 3, а разжим цанги и рас-

крепление прутка происходит под воздействием сжатого воздуха. Пневмоцилиндр 5 прикреплен винтами 4 к передней бабке револьверного станка. Внутри пневмоцилиндра перемещается поршень 6, закрепленный на пустотелом штоке 8. Цанговый патрон втулкой 2 навинчивается на передний резьбовой конец шпинделя станка.

Для разжима цанги и освобождения прутка нажимают на кнопку 14 и тем самым перемещают золотник 7 вправо. Сжатый воздух из сети, пройдя штуцер 15, поступает в правую полость пневмоцилиндра 5, давит на поршень 6 и передвигает его влево. Вместе с поршнем движется шток 8, который буртом нажимает на кольцо 12 и, сжимая пружину, перемещает гильзу 9 пальцами 13. При этом лепестки цанги под действием сил упругости разжимаются и пруток освобождается. Во время зажима прутка лепестками цанги 11 кнопку 14 с золотником 7 перемещают влево, и сжатый воздух из правой полости пневмоцилиндра 5 выпускается в атмосферу. В этот момент поршень 6 со штоком, кольцом 12 с пальцами 13 и втулка 9 под воздействием пружины 3 перемещаются вправо. Втулка 9, перемещаясь вправо по конической поверхности лепестков цанги 11, прижимает ее к торцу гайки 10, а затем сжимает лепестки цанги, и пруток закрепляется. Четыре пружины 1 производят дополнительное перемещение поршня со штоком вправо для получения зазора между торцами штока 8 и кольца 12.

Конструкция патрона обеспечивает постоянную силу зажима и надежность в эксплуатации. Осевая сила пружины при зажиме детали в патроне 14 700 Н (1500 кгс).

Наряду с пневматическим применяют центробежные патроны с автоматическим креплением обрабатываемых деталей.

§ VI.9. Мембранные патроны

Мембранные патроны применяют для точного центрирования и зажима деталей, обрабатываемых на токарных и шлифовальных станках. В мембранных патронах обрабатываемые детали устанавливаются по наружной или внутренней поверхности. Базовые поверхности деталей должны быть обработаны по 2—3-му классам точности. Мембранные патроны обеспечивают точность центрирования деталей 0,004—0,007 мм.

Мембраны — это тонкие металлические диски с рожками или без рожков (кольцевые мембраны). В зависимости от воздействия на мембрану штока механизированного привода — тянущего или толкающего действия — мембранные патроны подразделяются на разжимные и зажимные.

В разжимном мембранном рожковом патроне при установке кольцевой детали мембрана с рожками, штоком привода прогибается влево к шпинделю станка. При этом рожки мембраны с зажимающими винтами, установленными на концах рожков, сходятся к оси патрона, и обрабатываемое кольцо устанавливается центральным отверстием в патроне.

При прекращении нажима на мембрану под действием упругих сил она выпрямляется, ее рожки с винтами расходятся от оси патрона и зажимают обрабатываемое кольцо по внутренней поверхности. В зажимном мембранном рожковом патроне при установке кольцевой детали по наружной поверхности мембрана штоком привода прогибается вправо от шпинделя станка. При этом рожки мембраны расходятся от оси патрона и обрабатываемая деталь разжимается. Затем устанавливается следующее кольцо, нажим на мембрану прекращается, она выпрямляется и рожками с винтами зажимает обрабатываемое кольцо. Зажимные мембранные рожко-

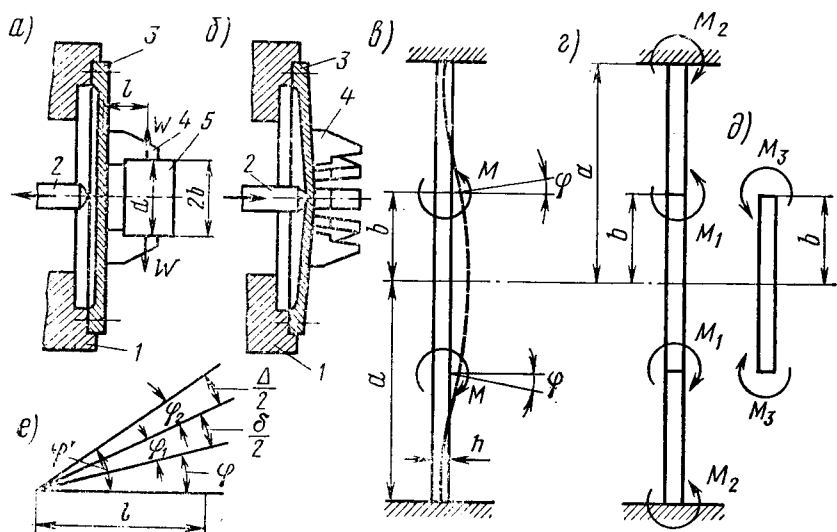


Рис. VI.20. Схема мембранно-рожкового патрона

вые патроны с механизированным приводом изготавливаются по МН 5523—64 и МН 5524—64 и с ручным приводом по МН 5523—64.

Мембранные патроны бывают рожковые и чашечные (кольцевые), их изготавливают из стали 65Г, 30ХГС с закалкой до твердости HRC 40—50. Основные размеры рожковых и чашечных мембран нормализованы.

На рис. VI.20, а, б показана конструктивная схема мембранно-рожкового патрона 1. На заднем конце шпинделя станка установлен пневмопривод патрона. При подаче сжатого воздуха в левую полость пневмоцилиндра поршень со штоком и тягой 2 перемещается вправо. При этом тяга 2, нажимая на рошковую мембрану 3, прогибается вправо, кулачки (рожки) 4 расходятся, и деталь 5 разжимается (рис. VI.20, в). Во время подачи сжатого воздуха в правую полость пневмоцилиндра его поршень со штоком и тягой 2 перемещается влево и отходит от мембраны 3. Мембрана под действием внутренних упругих сил выпрямляется, кулачки 4 мембраны

сходятся и зажимают по цилиндрической поверхности деталь 5 (рис. VI.20, а).

Основные данные для расчета патрона (рис. VI.20, а) с рожковой мембраной: момент резания $M_{\text{рез}}$, стремящийся повернуть обрабатываемую деталь 5 в кулачках 4 патрона; диаметр $d=2b$ базовой наружной поверхности обрабатываемой детали; расстояние l от середины мембраны 3 до середины кулачков 4. На рис. VI.20, в дана расчетная схема нагруженной мембраны. Круглая, жестко закрепленная по наружной поверхности мембрана нагружена равномерно распределенным изгибающим моментом M_n , приложенным по концентрической окружности мембраны радиуса b базовой поверхности обрабатываемой детали. Данная схема является результатом наложения двух схем, показанных на рис. VI.20, г, д, причем $M_n = M_1 + M_3$.

На рис. VI.20, в принято: a — радиус наружной поверхности мембраны, см (выбирают по конструктивным условиям); $h=0,1 \div 0,07$ — толщина мембраны, см; M_n — момент, изгибающий мембрану, Н·м (кгс·мм); φ — угол разжима кулачков 4 мембраны, требуемый для установки и зажима обрабатываемой детали с наименьшим предельным размером, град.

На рис. VI.20, е показан максимальный угол разжима кулачков мембраны:

$$\varphi' = \varphi + \varphi_1 + \varphi_2,$$

где φ_1 — дополнительный угол разжима кулачка, учитывающий допуск δ на неточность изготовления установочной поверхности детали; φ_2 — угол разжима кулачков, учитывающий диаметральный зазор Δ , необходимый для возможности установки деталей в патрон.

Из рис. VI.20, е видно, что угол

$$\varphi' \approx \varphi + \delta/2l + \Delta/2l \approx \varphi + (1/2l)(\delta + \Delta),$$

где δ — допуск на неточность изготовления детали на смежной предшествующей операции; $\Delta = 0,0008 b + 0,02$ мм.

Число кулачков n мембранного патрона принимают в зависимости от формы и размеров обрабатываемой детали. Коэффициент трения между установочной поверхностью детали и кулачков $f = 0,15 \div 0,18$. Коэффициент запаса $K = 1,4 \div 1,6$. Допуск δ на размер установочной поверхности детали задается чертежом. Модуль упругости $E = 0,2 \cdot 10^6$ МПа ($2,1 \cdot 10^6$ кгс/см²).

Имея необходимые данные, рассчитывают мембранный патрон.

1. Радиальная сила на одном кулачке мембранного патрона для передачи крутящего момента $M_{\text{рез}}$

$$W = K M_{\text{рез}} / (n f b).$$

Силы W вызывают момент, изгибающий мембрану (см. рис. VI.20, в).

2. При большом количестве кулачков патрона момент M_n можно считать равномерно действующим по окружности мембраны радиуса b и вызывающим ее изгиб:

$$M_n = Wnl / (2\pi b).$$

3. Радиусом a наружной поверхности мембраны (из конструктивных соображений) задаются.

4. Отношение m радиуса a мембраны к радиусу b установочной поверхности детали: $a/b = m$.

5. Моменты M_1 и M_3 в долях от M_n ($M_n = 1$) находят в зависимости от $m = a/b$ по следующим данным:

$m = a/b$	1,25	1,5	1,75	2,0	2,25	2,5	2,75	3,0
M_1	0,785	0,645	0,56	0,51	0,48	0,455	0,44	0,42
M_3	0,215	0,355	0,44	0,49	0,52	0,545	0,56	0,58

6. Угол (рад) разжима кулачков при закреплении детали с наименьшим предельным размером

$$\varphi = M_3 b / B(1 + \mu).$$

7. Цилиндрическая жесткость мембраны [Н/м (кгс/см)]

$$B = Eh^3 / [12(1 - \mu^2)],$$

где $E = 0,2 \cdot 10^6$ МПа — модуль упругости ($E = 2,1 \cdot 10^6$ кгс/см²); $\mu = 0,3$.

8. Угол наибольшего разжима кулачков (рад)

$$\varphi' \approx \varphi + \delta/2l + \Delta/2l \approx \varphi + (1/2l)(\delta + \Delta).$$

9. Сила на штоке механизированного привода патрона, необходимая для прогиба мембраны и разведения кулачков при разжиге детали, на максимальный угол φ' :

$$Q = -4\pi B\varphi' / [b \ln(b/a)] = 4\pi B\varphi' / [2,3 \lg(a/b)].$$

§ VI.10. Патроны для закрепления цилиндрических и конических зубчатых колес при шлифовании отверстий

Шлифование центрального отверстия в зубчатом колесе производится после закалки профиля зубьев. Эта операция обычно является последней и обеспечивает концентричность оси начальной окружности колеса с осью центрального отверстия. Центрирование и закрепление зубчатого колеса в патронах при шлифовании центрального отверстия производится по боковым профилям зубьев. Для этого во впадины косозубого цилиндрического колеса устанавливают ролики, во впадины косозубого цилиндрического колеса — шарики или витые упругие ролики, во впадины конического колеса — шарики.

Патроны для центрирования и закрепления зубчатых колес при шлифовании отверстия подразделяют на четыре группы: 1) для од-

новенцовых цилиндрических колес; 2) для двух- и многовенцовых цилиндрических колес; 3) для цилиндрических колес с внутренним зацеплением; 4) для конических зубчатых колес.

Патроны подразделяют на специальные и универсальные. Специальные патроны применяют для шлифования отверстия зубчатых колес одного типоразмера, универсальные — для нескольких типоразмеров. При проектировании таких патронов необходимо рассчитывать диаметр роликов (шариков), устанавливаемых во впадинах зубьев колеса, и расстояние между осью роликов и осью патрона.

На рис. VI.21 показан мембранный патрон с пятью кулачками для установки цилиндрических зубчатых колес при шлифовании отверстия. Эти патроны обеспечивают высокую точность центрирования колес, надежны в эксплуатации и просты в изготовлении. В патроне можно закреплять цилиндрические колеса с прямыми зубьями, наибольшим наружным диаметром 175 мм и числом зубьев, кратным пяти.

Корпус патрона 1 крепится к планшайбе 9 винтами 8. Патрон с планшайбой устанавливают на конце шпинделя шлифовального станка. В патроне имеется мембрана (диск) 10, изготовленная заодно с пятью рождками (кулачками), равномерно расположенными по окружности мембраны. В отверстиях рождков мембраны закреплены сферические опоры 11. Мембрана 10 крепится к корпусу 1 десятью винтами. На передней части корпуса имеются пять радиальных прямоугольных пазов, в которых установлены направляющие колодки 18, закрываемые секторами 17, закрепленными на корпусе. Колодки 18 имеют на торце крестообразные пазы для установки сменных кулачков 13, закрепляемых на колодках винтами. В отверстие вставлены резиновые стержни 14, в которые ввинчены ролики 15.

Центрирование обрабатываемого зубчатого колеса производится роликами 15, свободно расположенными во впадине между зубьями колеса. Торцом зубчатое колесо упирается в торцы сменных кулачков 13. При подаче сжатого воздуха в левую полость пневмоцилиндра поршень со штоком и тягой движется вправо и шток через тягу и втулку 4 перемещает втулку 3, которая головкой нажимает на мембрану 10 и выгибает ее, рождки с кулачками 13 разводятся, и зубчатое колесо устанавливается в патрон.

Во время подачи сжатого воздуха в правую полость пневмоцилиндра поршень со штоком и тягой перемещается влево и шток через тягу и втулку 4 отводит втулку 3 от мембраны 10. Мембрана 10 за счет упругих сил выпрямляется, и рождки опорами 11 через сферические шайбы 12 перемещают колодки 18 с кулачками 13 к центру. Кулачки 13, нажимая на ролики 15, центрируют и зажимают зубчатое колесо. При смене кулачков 13 рабочая поверхность установочных кулачков и их опорные торцы шлифуются на станке. При шлифовании кулачки находятся в сведенном положении и между ними по поверхности А закрепляется кольцо 16. Втулка 7 предохраняет мембрану 10 от излишнего прогиба. Пере-

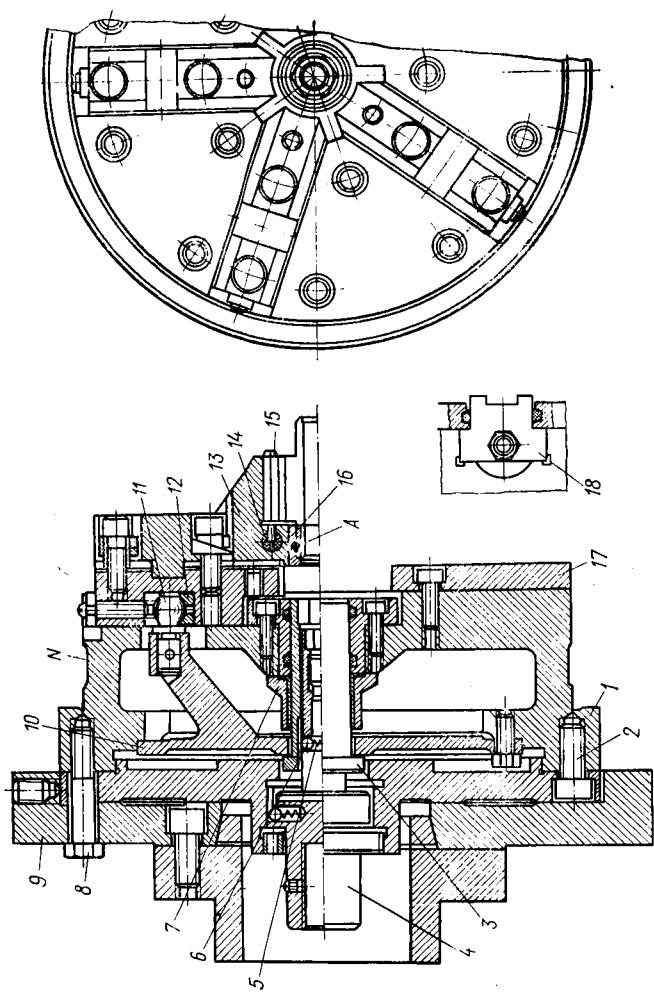


Рис. VI.21. Мембранный патрон для установки и зажима цилиндрических зубчатых колес

мещение кулачков 13 регулируется продольным перемещением втулки 3, которая крепится шариком 6 и винтом 5.

На рис. VI.22 показан клиновой патрон для центрирования и зажима одновенцовых цилиндрических зубчатых колес с прямыми и косыми зубьями. Патрон с помощью переходной планшайбы 1

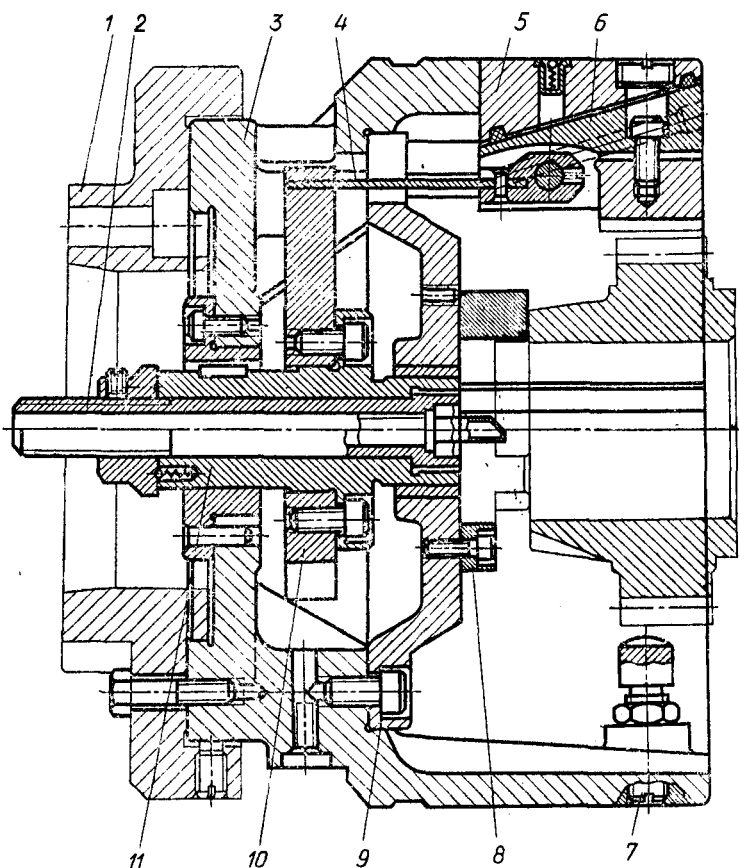


Рис. VI.22. Клиновой патрон для установки и зажима одновенцовых цилиндрических зубчатых колес

устанавливают на шпинделе станка и закрепляют. В корпусе 3 патрона установлены и закреплены три колодки 5, расположенные по окружности под углом 120° .

При перемещении поршня со штоком в пневмоцилиндре шток через тягу и втулку 2 передвигает втулки 11 с крестовиной 10 вдоль оси патрона. При этом крестовина, соединенная пластинчатыми пружинами 4 с тремя кулачками 6, перемещает их в наклонных пазах колодок 5 влево или вправо.

Во время подачи сжатого воздуха в правую полость пневмоцилиндра поршень со штоком перемещается влево и шток через тягу и втулку 2 передвигает втулку 11 с крестовиной 10 влево. Кулачки 6 со сменными губками, перемещаясь к оси патрона и нажимая губками на ролики, установленные во впадинах зубчатого колеса, зажмут колесо в патроне.

При подаче сжатого воздуха в левую полость пневмоцилиндра поршень со штоком перемещается вправо и шток через тягу и втулку 2 передвигает втулки 11 с крестовиной 10 вправо. Кулачки 6 со сменными губками, перемещаясь от оси патрона, разожмут зубчатое колесо. При закреплении зубчатое колесо торцом поджимается к сменному упору 8, закрепленному на фланце 9.

Чтобы обрабатывать зубчатые колеса с наружным диаметром 130—180 мм, к патрону прилагается комплект сменных губок (кулачков), которые после установки должны шлифоваться.

Центрирование и зажим цилиндрических колес с косыми зубьями производятся кулачками со сменными губками с помощью роликов в виде спиральных цилиндрических пружин или шариками (по два на впадину), установленными в сепараторе. Регулируемая опора 7 служит для поддержания зубчатого колеса при установке в патроне. Корпус 3 патрона и фланец 9 изготовлены из алюминиевого сплава.

На рис. VI.23 показан патрон для установки и зажима конических зубчатых колес. При шлифовании отверстия зубчатое колесо устанавливают и центрируют по рабочим боковым поверхностям зубьев шариками. В момент зажима колесо не должно менять свое положение, созданное шариками. В патроне каждый из шести шариков 6 установлен в конусном отверстии стоек 7. Зубчатое коническое колесо при установке в патроне предварительно ориентируется тремя планками 4 и базируется боковыми поверхностями зубьев на шесть шариков 6. Колесо прижимается к шарикам тремя рычагами 8, свободно сидящими на осях 12. Втулка 2 винтом 3 и тягой соединена со штоком поршня пневмоцилиндра.

При подаче сжатого воздуха в правую полость пневмоцилиндра поршень со штоком движется влево и шток через тягу, винт 3 и втулку 2 перемещает крестовину 1 с рычагами 8 влево. Рычаги направляющими 10 поджимаются к центру патрона. Во время дальнейшего движения крестовины 1 влево рычаги 8 зажимают коническое колесо в патроне. При подаче сжатого воздуха в левую полость пневмоцилиндра поршень со штоком перемещается вправо и шток через тягу, винт 3 и втулку 2 передвигает крестовину 1 с рычагами 8 вправо. Рычаги под действием пружин 11 прижимаются наклонной поверхностью 9 к направляющим 10 и при движении вправо расходятся от центра и разжимают коническое колесо 5. Корпус 13 патрона изготовлен из алюминия.

Расчет диаметра ролика (шарика) к мембранным и клиновым патронам для прямозубых цилиндрических колес при шлифовании центрального отверстия (рис. VI.24). Для расчета примем обозначения: R_v —

радиус окружности выступов колеса, мм; R_2 — радиус от оси зубчатого колеса (патрона) до точки касания ролика с профилем зуба колеса, мм; R_d — радиус делительной окружности колеса, мм; R_1 — радиус основной окружности колеса, мм; $\alpha_1 = 15 \div 20^\circ$ — угол зацепления колеса, град; x — расстояние между осью колеса и осью ролика, расположенного во впадине колеса, мм; m — модуль зацепления колеса, мм; d — диаметр ролика, мм; w — толщина зуба по

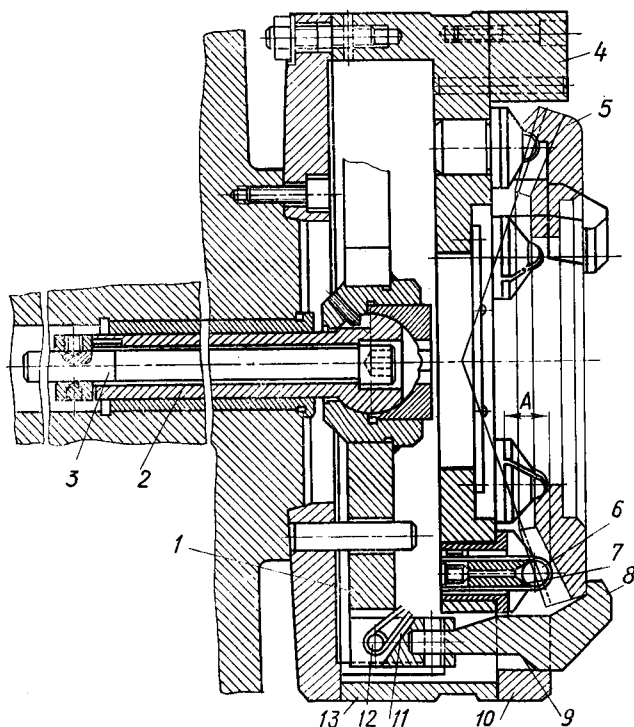


Рис. VI.23. Патрон для установки и зажима конических зубчатых колес

делительной окружности для некоррегированных колес: $w = \pi R_d / z = \pi m / 2$; z — число зубьев шлифуемого колеса; $\pi/2$ — половина угла между серединой двух смежных зубьев, рад ($1^\circ = 0,00174$ рад).

Из рис. VI.24 определяем:

$$d/2 = OK - MK \quad \text{или} \quad d = 2(OK - MK).$$

Из треугольника O_1MK найдем $MK = R_2 \sin d_2$, а из треугольника O_1OK — $OK = R_1 \operatorname{tg}(\gamma + \alpha_2)$.

Подставив в равенство вместо OK и MK найденные значения, получим диаметр ролика

$$d = 2[R_1 \operatorname{tg}(\gamma + \alpha_2) - R_2 \sin \alpha_2].$$

В данной формуле радиус R_1 задан; радиус R_2 принимают равным радиусу окружности выступов, уменьшенному на 1—2 мм; угол α_2 определяют из формулы

$$\cos \alpha_2 = R_1 R_2.$$

Угол [рад]

$$\gamma = \pi[z - [w/(2R_n) + \theta_1] + \theta_2.$$

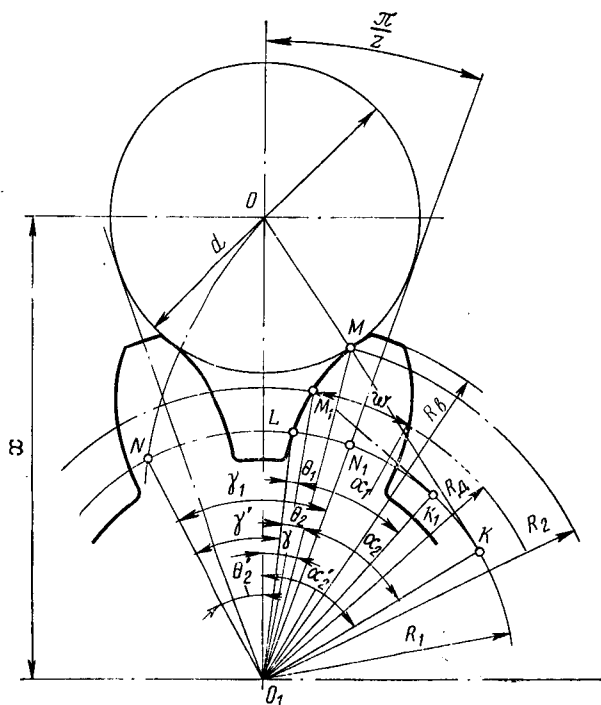


Рис. VI.24. Схема для расчета ролика или шарика к мембранным и клиновым патронам

Затем угол переводят в градусы.

Полярные углы:

$$\theta_1 = \operatorname{tg} \alpha_1 - \alpha_1 = \operatorname{tg} \alpha_1 - \alpha_1 \pi / 180^\circ;$$

$$\theta_2 = \operatorname{tg} \alpha_2 - \alpha_2 = \operatorname{tg} \alpha_2 - \alpha_2 \pi / 180^\circ.$$

Величину полярных углов θ_1 и θ_2 можно выбрать по таблицам эвольвентных функций.

Расстояние между осями патрона и ролика

$$x = R_1 / \cos(\gamma + \alpha_2),$$

где $\cos (\gamma + \alpha_2) = \cos \alpha_2'$.

Если при расчете диаметра ролика d получается дробным, его округляют до меньшего целого числа и проводят повторный расчет x' и радиуса R_2' для принятого значения d' :

$$x' = R_1' \cos \alpha_2'; \quad \theta_2' = \operatorname{tg} \alpha_2' - \alpha_2',$$

где θ_2' — полярный угол для принятого размера d' :

$$\theta_2' \equiv \frac{w}{2R_1} + (\operatorname{tg} \alpha_1 - \alpha_1) + d'/2R_1 - \pi/z.$$

Определив величину полярного угла θ_2' , находят угол $\alpha_2' = \alpha_2 + \gamma$ и подставляют в формулу для x' . Затем для принятого d' получают

$$R_2' = \sqrt{(x' \sin \alpha_2' - d'/2)^2 + (R_1')^2}.$$

Полученная величина R_2' должна быть меньше R_b , для того чтобы точка касания ролика находилась на профиле зубьев колеса.

§ VI.11. Магнитные и электромагнитные патроны

Круглые патроны с постоянными магнитами. Такие патроны применяют для установки и зажима деталей на токарных и шлифовальных станках. Закрепление обрабатываемых деталей в них происходит быстро. Базовые поверхности обрабатываемых деталей (колец, дисков) должны представлять собой плоскость с шероховатостью поверхности

$\sqrt{2,0}$ — $\sqrt{1,0}$ (ГОСТ 2789—73). С уве-

личением высоты гребешков на базовой поверхности детали сила ее зажима на патроне значительно снижается, так как увеличивается воздушный зазор, который создает большое сопротивление прохождению магнитного потока.

Сила зажима при установке на патрон закаленных деталей больше, чем при установке незакаленных деталей.

Магнитные патроны применяют при чистовом точении поверхностей небольших деталей на токарных станках и при шлифовании паружных и внутренних поверхностей на шлифовальных станках.

На рис. VI.25, а показан патрон с постоянным магнитом и паружным диаметром 265 мм. Патрон имеет корпус 8 из силумина, верхнюю 11 и нижнюю 14 плиты. В корпусе размещается магнитный блок, состоящий из цилиндрических постоянных магнитов 6 и пластин 7 из железа Армко, залитых эпоксидным клеем. Магнитный блок смонтирован на промежуточной плите 16, на которой закреплены крайние пластины 5 и 12 магнитного блока. В пластине 5 закреплена гайка 4 с внутренней трапецидальной резьбой, а с гайкой связан винт 2, вращающийся в двух бронзовых втулках 3, установленных в корпусе патрона. Винт 2 имеет цилиндрический буртик, который не дает ему перемещаться в осевом направлении. При вращении торцовым ключом 1 гайка 4 с пластиной 5 и магнит-

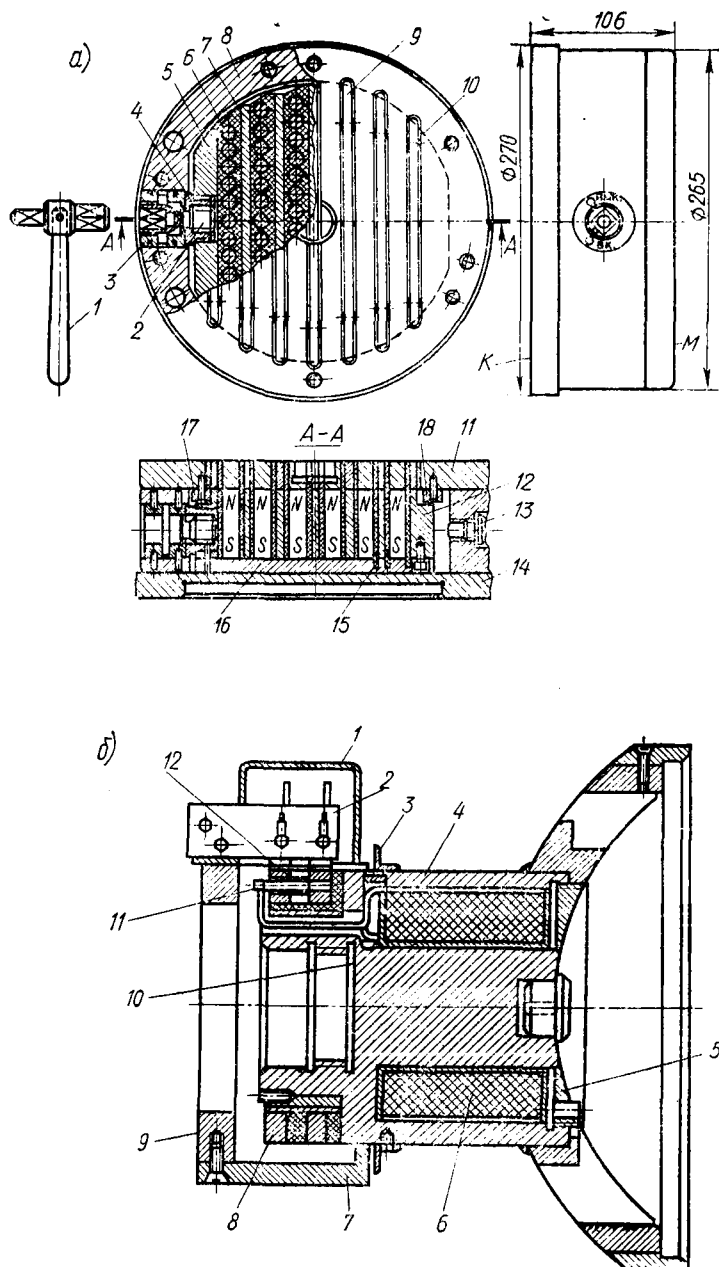


Рис. VI.25. Патроны:
 а — магнитный; б — электромагнитный

ным блоком перемещаются, а винт 2 не смещается в осевом направлении.

На рис. VI.25, а показано включенное положение магнитного патрона; при этом пластины 7 магнитного блока совпадают со вставками 9 из железа Армко верхней плиты 11. В этом положении патрона магнитный поток должен пройти через обрабатываемую деталь. Магнитный блок во включенном положении патрона фиксируется упором 17, в который после перемещения магнитного блока упирается пластина 5.

Для включения патрона ключом 1 вращают гайку 4 и перемещают магнитный блок на 4,25 мм, при этом крайняя пластина 12 блока прижимается к упору 18. Внутри патрона через резьбовое отверстие с пробкой 13 заливают минеральное масло. Верхнюю 11 и промежуточную 16 плиты изготавливают из железа Армко, а нижнюю 14 — из стали.

Для точного размещения элементы магнитного блока перед заливкой эпоксидным клеем устанавливают на промежуточной плите 16 между медными штифтами 15.

Симметричное размещение вставок из железа Армко относительно фасонных вырезов верхней плиты 11 достигается установкой с двух сторон штифтов 10 между вставками и стенками выфрезеровок. Зазор между вставками и стенками выфрезеровок заливают эпоксидным клеем.

Магнитный патрон крепят к шпинделю станка с помощью переходной планшайбы, на которую его устанавливают выточкой в плите 14 (непараллельность плоскостей K и M — 0,01 мм). Во включенном положении гайка 4 поворачивается ключом 1 на винте 2 так, чтобы ее торец упирался в торец втулки 3.

Сила притяжения детали магнитным патроном

$$P = B^2 S / (8\pi),$$

где B — число силовых линий на 1 см² поверхности патрона; S — площадь поверхности патрона; 8π — постоянная величина.

Фактически сила притяжения патрона зависит от многих причин: размеров детали, ее материала, состояния базовой поверхности и т. д. Например, стальная обрабатываемая деталь, закрепленная на поверхности магнитного патрона, требует силу 4000 Н (400 кгс) для отрыва ее в направлении вдоль оси патрона, а для сдвига этой детали по плоскости патрона в направлении, перпендикулярном оси патрона, требуется сила 800 Н (80 кгс), т. е. в пять раз меньше. Поэтому для предупреждения сдвига детали в радиальном направлении следует применять упоры.

Круглые электромагнитные патроны. Такие патроны применяют для установки и закрепления тонких плоских деталей и деталей другой формы, обрабатываемых на токарных и шлифовальных станках.

На рис. VI.25, б дана конструкция круглого электромагнитного патрона к токарному станку для закрепления тонких плоских дета-

лей *. Электромагнитный патрон состоит из корпуса 4, в выточке которого установлен каркас с намотанной на него катушкой 6. Концы катушки выведены через отверстие в корпусе 4 и соединены с двумя контактными кольцами 8 с помощью двух шпилек 11. Контактные кольца 8 электрически изолированы между собой и корпусом 4. Каркас с катушкой 6 неподвижно установлен в корпусе 4 и предохраняется от попадания пыли и грязи гайкой 5. Контактное устройство электромагнитного патрона состоит из хомута 9 с текстолитовым щитом 2, щеткодержателями и щетками 12, скользящими по цилиндрической поверхности контактных колец. Щеткодержатели со щетками 12 закрыты металлическим кожухом 1.

Контактное устройство крепят на неподвижной гайке 7 передней бабки станка. Для предохранения от абразивной пыли контактного устройства на корпус патрона установлено лабиринтное кольцо 3.

При включении катушки 6 в цепь постоянного тока создается магнитное поле, которое притягивает обрабатываемую деталь к катушке, и деталь закрепляется в патроне.

Магнитные силовые линии пройдут через стальной корпус 4 и обрабатываемую деталь, затем вернуться в корпус и в нем замкнутся. Электромагнитный патрон резьбовым отверстием 10 устанавливается на шпиндель станка.

Необходимо отметить, что магнитные и электромагнитные зажимные приспособления имеют недостаток, заключающийся в намагничивании обрабатываемых деталей, вследствие чего после обработки требуется их демагнитизация, которая производится в специальных устройствах — демагнитизаторах.

ГЛАВА VII

ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ СВЕРЛИЛЬНЫХ СТАНКОВ

§ VII.1. Кондукторные втулки и плиты

Кондукторные втулки. Эти втулки служат для направления режущего инструмента при обработке отверстий в деталях на сверлильных, агрегатных и расточных станках. Кондукторные втулки подразделяют на постоянные без бурта и с буртом (ОСТ 4922), сменные (ОСТ 4923) и быстросменные (ОСТ 4924). Конструкция и размеры втулок стандартизованы.

Постоянные кондукторные втулки бывают без буртика (рис. VII.1, а) и с буртиком (рис. VII.1, б). Их запрессовывают в отверстия корпуса кондуктора или в кондукторную плиту по посадке А/Г. Эти втулки применяют при обработке отверстий одним сверлом или зенкером по 4—5-м классам точности в мелкосерийном производстве.

Сменные кондукторные втулки (рис. VII.1, в) изготавливают с буртиками и применяют в приспособлениях, используемых в круп-

* Конструкция А. И. Хайна.

носерийном и массовом производства. Заменить в приспособлении изношенные сменные втулки можно быстрее, чем постоянные. Сменные втулки вставляют с посадкой А/Д в постоянные втулки, запрессованные в отверстия корпуса или кондукторную плиту. Для предохранения от проворачивания и подъема сменные втулки закрепляют винтами.

Быстросменные кондукторные втулки 1 (рис. VII.1, з) изготовляют с буртиками и вставляют с посадкой А/Д в постоянные втулки 2, запрессованные в отверстия корпуса 3 кондуктора. На буртике втулки 1 имеются две выемки: несквозная 6 (для крепления

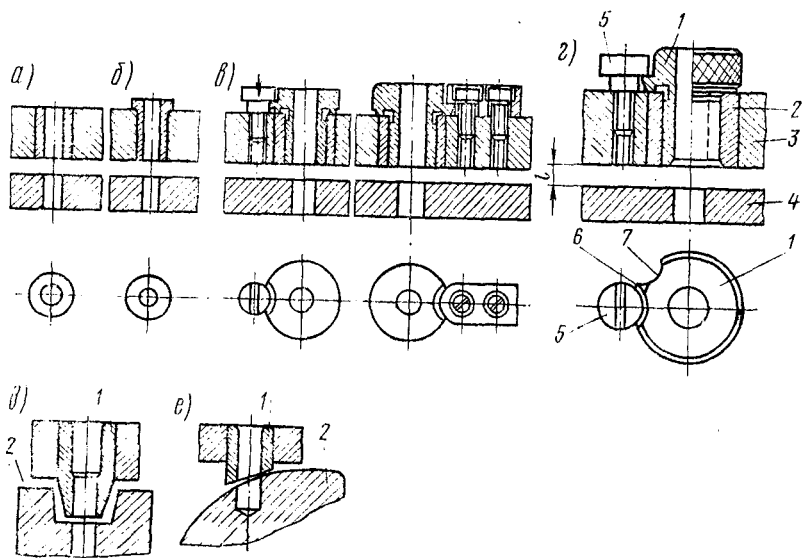


Рис. VII.1. Кондукторные втулки

втулки головкой крепежного винта) и сквозная 7 (для прохода головки 5 винта при смене втулки). Расстояние l от нижнего торца втулки 1 до поверхности обрабатываемой детали 4 при сверлении принимают $1/3—1$ диаметра отверстия втулки. Быстросменные кондукторные втулки применяют в приспособлениях в серийном и крупносерийном производствах при последовательной обработке одного отверстия различными режущими инструментами (сверлом, зенкером, разверткой) за одну установку (обрабатываемой детали в приспособлении). При этом направление каждого режущего инструмента производится отдельной быстросменной втулкой соответствующего диаметра.

Отверстия кондукторных втулок для направления режущего инструмента изготовляют по ходовой посадке 2-го класса точности в системе вала.

При обработке отверстий в корпусных деталях на расточных станках применяют приспособления с кондукторными втулками для

направления расточных скалок. Кроме стандартных применяются специальные кондукторные втулки.

На рис. VII.1, *д* показана специальная кондукторная втулка 1 для сверления отверстия в углублении детали 2, а на рис. VII.1, *е* — специальная кондукторная втулка 1 для сверления отверстия на цилиндрической поверхности детали 2.

Кондукторные втулки с диаметром отверстия до 25 мм изготовляют из стали марки У10А, У12А и закаляют до твердости HRC 60—65; при диаметре отверстия больше 25 мм — из стали марки 20—20Х с цементацией и закалкой до той же твердости.

Примерный срок службы кондукторных втулок 12 000—16 000 просверленных отверстий. Средняя величина износа кондукторных втулок при сверлении отверстий диаметром 10—20 мм на 10 м пути при обработке деталей из серого чугуна средней твердости равна 3—5 мкм, деталей из стали 40 — $\approx$ 4—6 мкм и алюминиевых деталей — 1—2 мкм. Определение предельных размеров отверстия кондукторных втулок производится с учетом допусков на диаметр инструмента, которые выбирают из соответствующих ГОСТов. Допуски на изготовление и износ кондукторных втулок установлены и приводятся в справочниках *.

При обработке деталей с направлением режущего инструмента кондукторными втулками необходимо применять охлаждение для предупреждения большого нагревания инструмента и возможности его заедания во втулке.

Кондукторные плиты. Они служат для установки в их отверстиях кондукторных втулок. В зависимости от способа соединения с корпусом приспособления кондукторные плиты подразделяют на постоянные, поворачиваемые, съемные, подвесные и подъемные. Постоянные плиты изготовляют заодно с корпусом приспособления или жестко соединяют с ним сваркой или винтами. Поворачиваемые плиты вращаются на оси относительно корпуса приспособления при установке и снятии обрабатываемой детали. Съемные плиты изготовляют отдельно от корпуса. Деталь закрепляют в приспособлении, устанавливают съемную плиту, а после обработки съемную плиту снимают. Подвесные кондукторные плиты по краям имеют два отверстия, которыми их устанавливают на нижних концах двух направляющих скалок и закрепляют гайками. Верхние концы скалок свободно входят в отверстия втулок, запрессованных в отверстия корпуса многошпиндельной сверлильной головки, которая закреплена на гильзе шпинделя станка. Подъемные кондукторные плиты по краям имеют два отверстия, которыми их устанавливают на верхних концах двух направляющих скалок и закрепляют гайками. Нижние концы направляющих скалок входят в отверстия корпуса приспособления. Подъем и опускание направляющих скалок с кондукторной плитой производится вручную от пневмопривода.

* А. К. Горошкин. Справочник. М., Машиностроение, 1971.

§ VII.2. Кондукторы

Приспособления, служащие для установки деталей, обрабатываемых на сверлильных станках, и имеющие кондукторные втулки для направления режущего инструмента, называют кондукторами. Иногда при обработке отверстий, расположенных на различных поверхностях деталей, требуется изменять ее положение на станке относительно режущего инструмента. Для этого применяют кондукторы различных видов: накладные, стационарные, передвижные, поворотные.

Накладные кондукторы. Такие кондукторы устанавливают непосредственно на обрабатываемую деталь и после обработки отверстий снимают с детали.

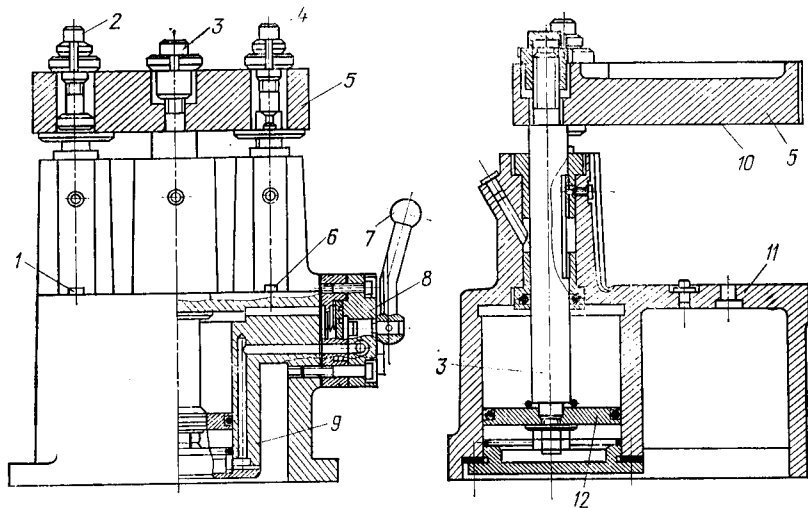


Рис. VII.2. Нормализованный скальчатый кондуктор консольного типа со встроенным пневмоприводом

Скальчатые кондукторы. Скальчатые кондукторы консольного или portalного типа имеют большое применение для обработки различных деталей на сверлильных станках. Скальчатый кондуктор состоит из постоянных нормализованных и сменных узлов (наладок) и деталей. Постоянными узлами и деталями скальчатого кондуктора являются корпус, две или три скалки, установленные в корпусе для закрепления постоянной кондукторной плиты, и механизм для перемещения скалок с постоянной кондукторной плитой вниз при зажиме и вверх при разжиме обрабатываемой детали.

К сменным узлам и деталям скальчатого кондуктора относятся сменные наладки для установки обрабатываемых деталей и сменные кондукторные плиты, в которых смонтированы кондукторные втулки. Сменные наладки устанавливают, фиксируют и закрепляют на столе корпуса кондуктора, а сменную кондукторную плиту — на нижней плоскости постоянной кондукторной плиты.

Различные типоразмеры скальчатых кондукторов применяют для обработки отверстий в различных по форме и габаритным размерам деталях. В зависимости от вида механизма для подъема и опускания направляющих скалок с кондукторной плитой скальчатые кондукторы подразделяют на следующие типы: 1) с реечным механизмом и приставным роликовым или эксцентриковым замком; 2) с реечным механизмом и торсионно-роликовым замком; 3) с реечно-конусным (клиновым) механизмом; 4) с реечно-пружинным механизмом; 5) с пружинно-кривошипным или пружинно-кулачковым механизмом; 6) с пневматическим приводом.

Наибольшее практическое применение на заводах получили кондукторы с реечно-конусным механизмом и пневматическим приводом. На рис. VII.2 показан нормализованный скальчатый кондуктор консольного типа со встроенным пневматическим приводом. Основные размеры консольных скальчатых кондукторов с пневматическим зажимом даны в ГОСТ 16889—71. Кондуктор служит для обработки отверстий в деталях средних размеров. Нижняя часть корпуса 9 кондуктора является пневмоцилиндром, в котором перемещается поршень 12 со штоком 3. Постоянная кондукторная плита 5 установлена на направляющих скалках 2, 4 и на штоке 3.

На нижней плоскости 10 кондукторной плиты 5 устанавливается и закрепляется сменная кондукторная плита с кондукторными втулками. Сменная наладка для установки и закрепления обрабатываемых деталей (ГОСТ 16896—71) помещается на плоскости 11 стола корпуса приспособления. На столе имеется два фиксирующих пальца 1 и 6 и четыре отверстия диаметром 13 мм, которые служат для фиксации и закрепления сменных наладок.

При поступлении сжатого воздуха в верхнюю полость пневмоцилиндра 9 поршень 12 со штоком 3 перемещается вниз. В этом случае шток 3 с направляющими скалками 2 и 4 постоянной кондукторной плитой 5 и прикрепленной к ее нижней плоскости 10 сменной плитой, опускаясь, зажат деталь, установленную в сменной наладке на столе 11.

Во время подачи сжатого воздуха в нижнюю полость пневмоцилиндра 9 поршень 12 со штоком 3, скалками 2 и 4, перемещаясь вверх, поднимает кондукторную плиту 5, постоянную и прикрепленную к ней сменную, и обрабатываемая деталь разжимается. При повороте рукоятки 7 распределительного крана 8 в соответствующую сторону, сжатый воздух поочередно подается в верхнюю или нижнюю полость пневмоцилиндра 9.

На рис. VII.3 показана схема установки и закрепления сменной кондукторной плиты и сменной наладки в скальчатом кондукторе консольного типа с пневматическим приводом. На плоскости корпуса и установочных пальцах 1 помещена сменная наладка (подставка 8), в нее круглым концом устанавливают обрабатываемую деталь, в прямоугольном фланце которой требуется просверлить четыре отверстия 9. На нижней плоскости постоянной кондукторной плиты 6 с прямоугольной выемкой установлена на пальцах 7 сменная кондукторная плита 4 с четырьмя кондукторными втулками 5.

К сменной кондукторной плите 4 винтами прикреплены призмы 3, которые при опускании кондукторных плит 4 и 6 производят ориентацию и зажим обрабатываемой детали 2 в сменной наладке скальчатого кондуктора.

§ VII.3. Стационарные приспособления

Стационарными приспособлениями для сверления отверстий в различных деталях называют такие приспособления, в которых нет поворотных частей для перемещения обрабатываемой детали в различное положение относительно режущего инструмента.

Стационарные приспособления разделяют на специальные и универсальные. Специальные стационарные приспособления применяют для обработки отверстий в деталях одного или нескольких типов, схожих по форме и размерам, в крупносерийном и массовом производствах. Универсальные стационарные приспособления применяют при групповой обработке деталей, закрепленных за определенным станком, в серийном и мелкосерийном производ-

вах. Число различных типоразмеров деталей, обрабатываемых в универсальных стационарных приспособлениях, можно значительно увеличить применением сменных наладок.

Широкое применение таких приспособлений, их механизация и автоматизация значительно повышают производительность труда и сокращают время и средства на подготовку производства к запуску новой машины. На рис. VII.4 показано стационарное приспособление — универсальный трехкулачковый самоцентрирующий пневматический патрон, применяемый при сверлении и зенкеровании центрального отверстия в деталях с цилиндрической наружной поверхностью диаметром 50—220 мм. На корпус патрона в зоне К можно установить кронштейн с кондукторной втулкой для направления сверла или зенкера.

Обрабатываемые детали в зависимости от их формы и размеров устанавливают на сменную втулку 2 или на три планки 1. Центри-

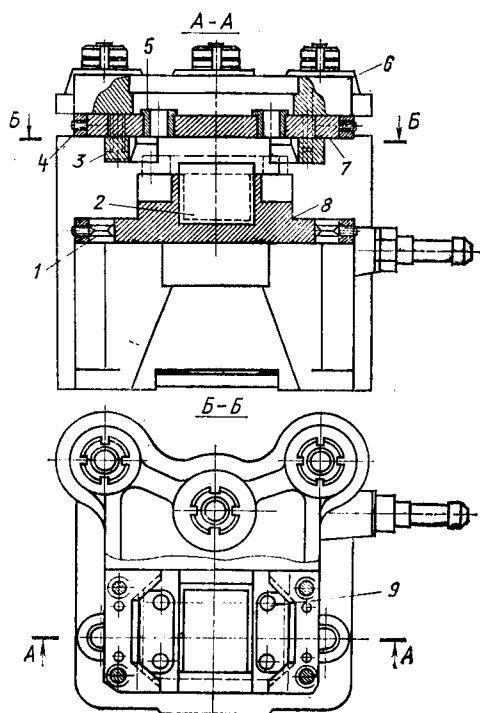


Рис. VII.3. Схема установки и закрепления сменной кондукторной плиты и сменной наладки в скальчатом кондукторе

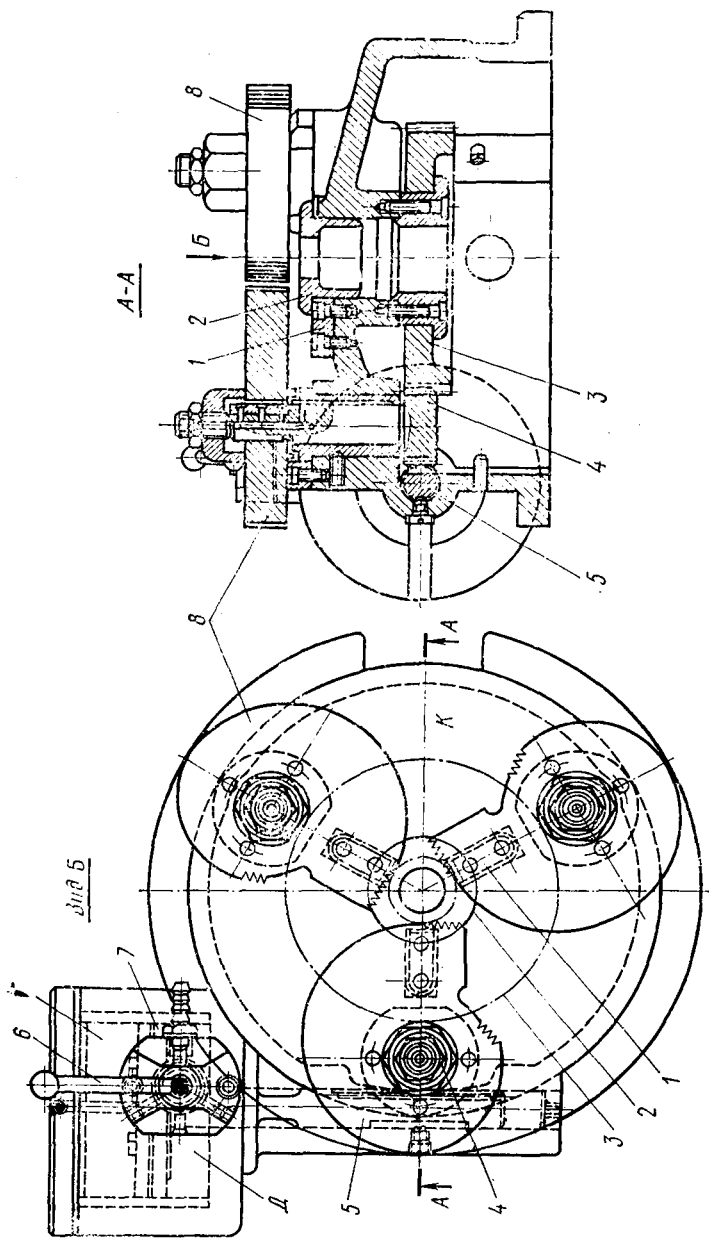


Рис. VII.4. Универсальный трехкулачковый самоцентрирующий патрон с пневмоприводом

рование и зажим детали производится кулачками 8 с насечкой. При поступлении сжатого воздуха в бесштоковую полость Г пневмоцилиндра поршень 7 со штоком-рейкой 5 перемещается к оси патрона. Шток-рейка 5, находясь в зацеплении с одной из шестерен-валиков 4, поворачивает его около вертикальной оси на некоторый угол. При этом шестерня-валик 4, находящаяся в зацеплении с центральным зубчатым колесом 3, повернет через него две других шестерни-валики на такой же угол. На верхних концах шестерен-валиков 4 установлены и жестко закреплены кулачки 8,

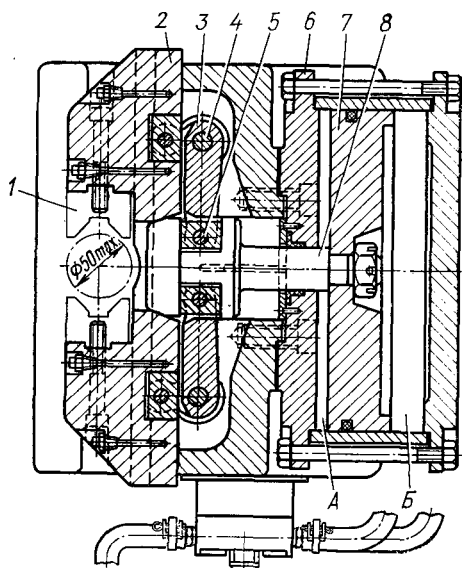


Рис. VII.5. Универсальные тиски с пневмоприводом

рабочая поверхность которых имеет форму спирали с насечкой. При одновременном повороте кулачков обрабатываемая деталь центрируется и предварительно зажимается. Окончательный зажим детали кулачками производится автоматически под действием сил резания. Во время поступления сжатого воздуха в штоковую полость Д пневмоцилиндра поршень 3 со штоком-рейкой 5 перемещается от оси патрона, разводит кулачки 8 и деталь разжимается. Последовательная подача сжатого воздуха в полость Г и Д пневмоцилиндра производится поворотом рукоятки 6 распределительного крана в соответствующую сторону.

Патрон снабжен двумя комплектами кулачков для зажима деталей диаметром 50—160 и 160—220 мм. Так как ход штока-рейки 5 ограничен, то для зажима деталей различных наружных диаметров одним комплектом кулачков производится их переналадка для установки на требуемый размер детали.

На рис. VII.5 показано стационарное универсальное приспособление — пневматические тиски, применяемые для центрирования и зажима цилиндрических деталей, в которых сверлят или зенкеруют отверстия на вертикально-сверлильных станках.

С корпусом тисков соединен винтами пневмоцилиндр с крышками 6. Внутри пневмоцилиндра перемещается поршень 7 со штоком 8, который на левом конце имеет два паза. В этих пазах установлены на пальцах 5 длинные плечи Г-образных рычагов 3. При подаче сжатого воздуха в полость А пневмоцилиндра поршень 7 со штоком 8 перемещается вправо. В это время рычаги 3 поворачиваются на осях 4 и короткими плечами перемещают ползуны 2 со сменными губками 1 к центру, и деталь зажимается.

При подаче сжатого воздуха в полость *Б* пневмоцилиндра поршень 7 со штоком 8 перемещается влево, рычаги 3, поворачиваясь, разводят губки 1, и деталь разжимается.

§ VII.4. Поворотные приспособления для позиционной обработки отверстий в деталях

Поворотные приспособления применяют для обработки отверстий, расположенных на разных поверхностях детали или по окружности, а также при обработке отверстий в детали на нескольких позициях стола станка многошпиндельными головками с различным режущим инструментом. При последовательной обработке отверстий в деталях, установленных в поворотных приспособлениях, приспособления с деталями периодически поворачиваются около своих осей.

Поворотные приспособления применяют с вертикальной, горизонтальной или наклонной осью вращения. Поворотные приспособления с вертикальной осью вращения называют столами, а с горизонтальной осью — стойками.

Стойки бывают одно- и двухопорные. Поворотные столы и стойки состоят из корпуса (неподвижная часть) и планшайбы (поворотная часть). На поворотной части стола или стойки крепят сменные наладки с кондукторными втулками и с установочно-зажимными элементами, в которых устанавливают и зажимают обрабатываемые детали. Углы поворота подвижных частей столов и стоек на одно деление отсчитывают по круговой шкале с нониусом или фиксатором. Столы и стойки поворачивают вручную или механизированным приводом. Поворотные столы и стойки применяют в единичном мелкосерийном, серийном и частично в крупносерийном и массовом производствах.

Для установки и закрепления на поворотных приспособлениях различных деталей требуется изготовить только сменные наладки в основном из установочно-зажимных элементов.

Поворотные столы с вертикальной осью вращения. Накладные поворотные столы устанавливают и закрепляют на рабочем столе вертикально или радиально-сверлильного станка и применяют для обработки отверстий, расположенных по окружности деталей.

На рис. VII.6 приведен универсальный поворотный стол, применяемый для последовательного сверления отверстий, расположенных по окружности деталей. Стол состоит из корпуса 6 (неподвижная часть) и планшайбы 5 (поворотная часть). На планшайбе 5 закреплено кольцо 9, в котором по окружности диаметром 256 мм расположены 23 отверстия, а по окружности диаметром 286 мм — 30 отверстий. Точная индексация поворота планшайбы на определенный угол производится одним из реечных фиксаторов 8, входящих последовательно в отверстия соответствующего ряда в кольцо 9, под действием пружин, расположенных в двух втулках 11, запрессованных в корпус 6.

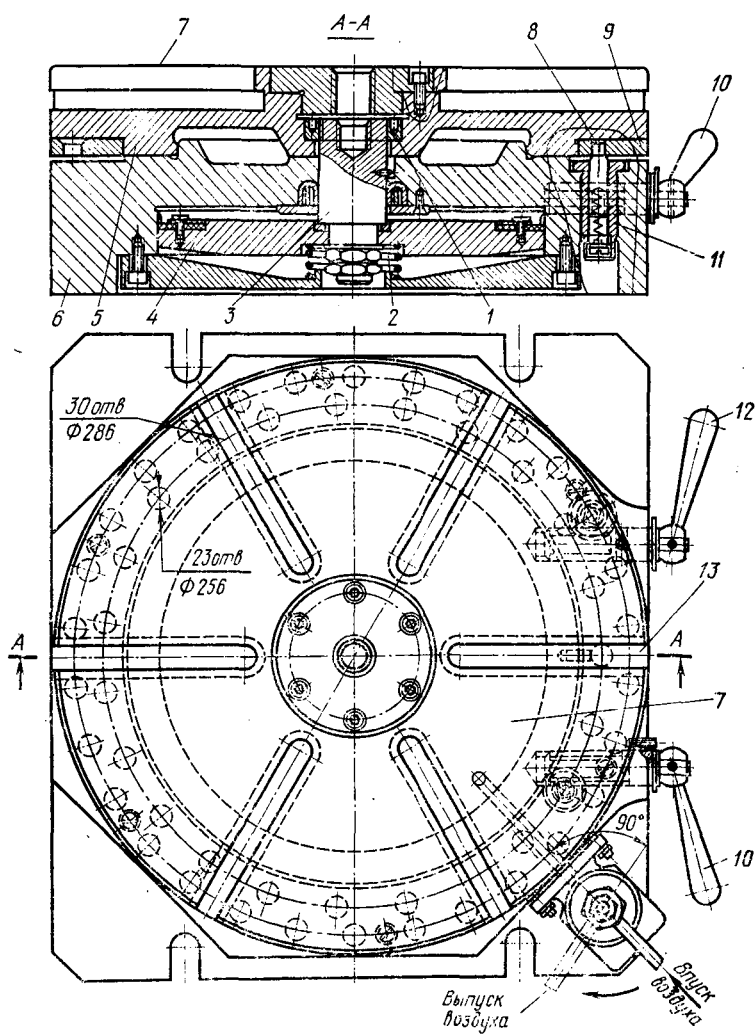


Рис. VII.6. Универсальный поворотный стол с встроенным пневмоприводом

Управление каждым реечным фиксатором 8 производится рукоятками 10 и 12. Поворот планшайбы 5 стола на одно деление осуществляется вручную. Для большей жесткости приспособления при обработке отверстий в детали планшайбу после ее поворота и фиксации прижимают к корпусу 6 и отжимают от него перед последующим поворотом. Прижим планшайбы 5 к корпусу 6 производится пневмоприводом, встроенным в корпус, а отжим — пружиной 2.

В пневмоцилиндре размещается поршень 4 со штоком 3, на конце которого установлена втулка 1. При поступлении сжатого воздуха в штоковую полость пневмоцилиндра поршень со штоком и втулкой перемещаются вниз и втулка прижимает планшайбу к корпусу. Когда выпускают сжатый воздух из штоковой полости через распределительный кран в атмосферу, поршень 4 со штоком 3 и втулкой 1 под воздействием пружины 2 перемещаются вверх, и планшайба 5 отжимается от корпуса 6. Сменные наладки для базирования и закрепления обрабатываемых деталей устанавливаются на верхней полости 7 планшайбы 5 и крепят болтами, установленными в пазах 13 планшайбы.

Основные размеры круглых поворотных столов с ручным и механизированным приводами стандартизованы (ГОСТ 16936—71). Поворотные столы изготавливаются двух классов точности: нормальной точности — Н и повышенной точности — П.

Поворотные стойки с горизонтальной осью вращения. Поворотные стойки одно- и двухопорные применяют при последовательной обработке отверстий, расположенных на различных плоскостях детали, а также для сверления радиально расположенных отверстий. Одноопорные стойки применяют при обработке отверстий в деталях с небольшим вылетом оси отверстия относительно корпуса стойки. Двухопорные стойки состоят из основной и вспомогательной стоек, установленных на одной плите, и применяются при обработке отверстий в крупных деталях, которые при консольном закреплении на одноопорной стойке имеют большой вылет и недостаточную жесткость. Поворотные стойки применяют при обработке деталей, схожих по форме и размерам. К каждой поворотной стойке изготавливают несколько сменных наладок в соответствии с формой и размерами различных деталей, обрабатываемых на стойке. Основные размеры одноопорных делительных стоек даны в ГОСТ 16203—70.

На рис. VII.7 показана одноопорная поворотная стойка с пневмогидравлическим зажимом обрабатываемых деталей. Стойка состоит из корпуса 1 с установленным в нем шпинделем 3, на конце которого закреплена поворотная планшайба 6 с пазами для крепления сменных наладок. Планшайба 6 вместе со шпинделем поворачивается в цилиндрической выточке корпуса 1. Положение планшайбы после поворота на определенный угол определяется фиксатором 12, заскакивающим в соответствующее гнездо планшайбы.

После поворота и фиксации планшайбы 6 поворачивают рукоятку 4 с эксцентриковым валиком 5, который перемещает планку

8 с двумя пальцами 9 к планшайбе 6. Концы пальцев 9 с зубцами, входящими в цилиндрический паз планшайбы 6, притягивают ее к корпусу 1 и закрепляют. При раскреплении планшайбы 6 рукоятку 4 с эксцентриковым валиком 5 поворачивают в другую сторону, тогда он перестает нажимать на планку 8 с пальцами 9, которые отходят и освобождают планшайбу от зажима на корпусе 1. От фиксации планшайба освобождается при нажиме на педаль 14.

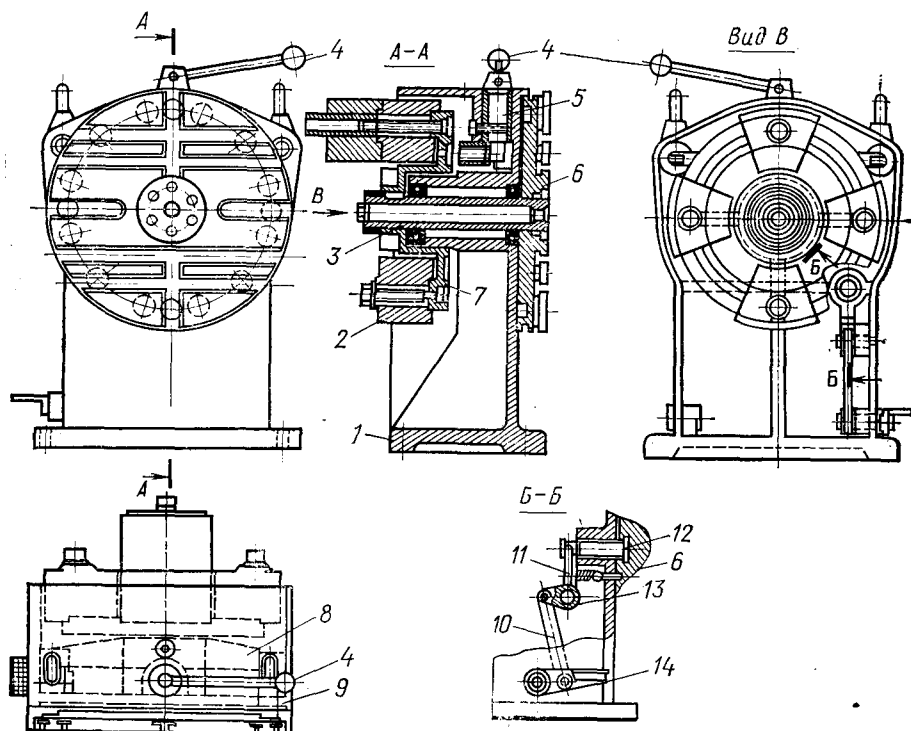


Рис. VII.7. Односторонняя поворотная стойка с пневмоприводом

которая, воздействуя на рычаги 10, 13, 11, выводит фиксатор 12 из отверстия планшайбы. При установке сменных наладок на поворотной планшайбе появляется дисбаланс, который устраняют перестановкой грузов 2 на диске 7.

На рис. VII.8 показана сменная наладка к одноопорной поворотной стойке для обработки радиально расположенных отверстий на детали. Обрабатываемую деталь 1 устанавливают центральным отверстием на цилиндрический палец 6 и отверстием в правом торце — на срезанный палец 8. После установки детали опускают прихват 5 и вводят винт 2 в паз прихвата. Вращая рукоятку 4, перемещают втулку 3 по винту 2 вправо. Втулка, нажимая на конец прихвата 5, поворачивает его на оси, и прихват выступом зажимает обрабатываемую деталь. Кондукторные втулки 7, установленные в

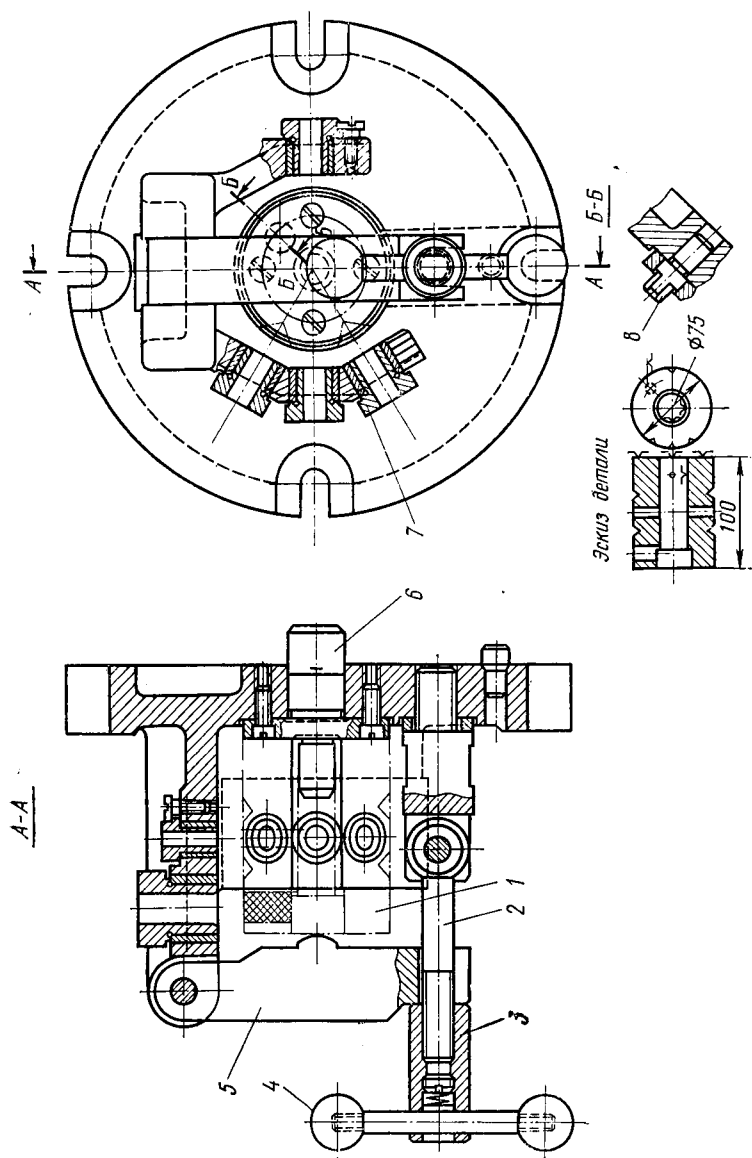


Рис. VII.8. Сменная наладка к одноопорной поворотной стойке

сменной наладке, направляют режущий инструмент. После обработки детали вращают рукоятку 4 в другую сторону, освобождают прихват 5, поднимают его вверх, снимают обработанную деталь и ставят следующую.

Автоматизированные кондукторы. Автоматизированные кондукторы применяют для обработки отверстий в небольших деталях в крупносерийном и массовом производствах. Цикл работы такого кондуктора состоит из следующих движений:

- 1) подача обрабатываемой детали из автоматического загрузочного устройства в кондуктор;
- 2) автоматический зажим детали в кондукторе;
- 3) обработка отверстий в детали на станке;
- 4) автоматический разжим детали в кондукторе после обработки;
- 5) съём обработанной детали из кондуктора.

На станке устанавливают автоматическое загрузочное приспособление для последовательной подачи обрабатываемых деталей в кондуктор. Автоматизированный кондуктор имеет пневматический или пневмогидравлический привод для автоматизации зажима и разжима деталей, обрабатываемых в кондукторе.

На рис. VII.9, а приведен пневматический автоматизированный скальчатый кондуктор. В кондукторе автоматизированы зажим и разжим обрабатываемых деталей с помощью распределительного крана автоматического управления (рис. VII.9, б). Кондуктор состоит из корпуса со встроенным пневмоцилиндром, в котором перемещаются поршень 11 со штоком-рейкой 3. Шток-рейка вращает зубчатый валик 4, который в зависимости от направления вращения через зубчатые рейки направляющих скалок поднимает или опускает эти скалки с закрепленной на них кондукторной плитой 8. Рабочий устанавливает на призму 5 до упора 7 с гайкой 6 обрабатываемую деталь. Расстояние между торцом упора и осью кондукторной втулки регулируют в зависимости от длины между осью отверстия и торцом обрабатываемой детали.

На валике 13 подачи шпинделя установлен диск 12, на котором закреплен копир 14. При вращении штурвала, сидящего на валике 13, шпиндель со сверлом перемещается к обрабатываемой детали. В это время диск 12 вместе с копиром 14 перемещает ролик 15 с золотником 18 распределительного крана вправо. Сжатый воздух поступает через штуцер 16 в корпус золотника и направляется золотником через штуцер 20 в полость А пневмоцилиндра. При этом поршень 11 со штоком-рейкой 3 перемещается влево и рейка поворачивает валик-колесо 4. Валик-колесо 4 находится в зацеплении с рейками, нарезанными на направляющих скалках 2, и при вращении перемещает скалки с кондукторной плитой 8 и втулкой 9 вниз. Кондукторная плита с сухарями 1, опускаясь, резиновой прокладкой 10 зажимает деталь. Затем производится обработка отверстия в детали. После обработки отверстия в детали штурвал на валике 13 вращается в другом направлении, шпиндель со сверлом поднимаются. Диск 12 с копиром 14 также поворачиваются на ва-

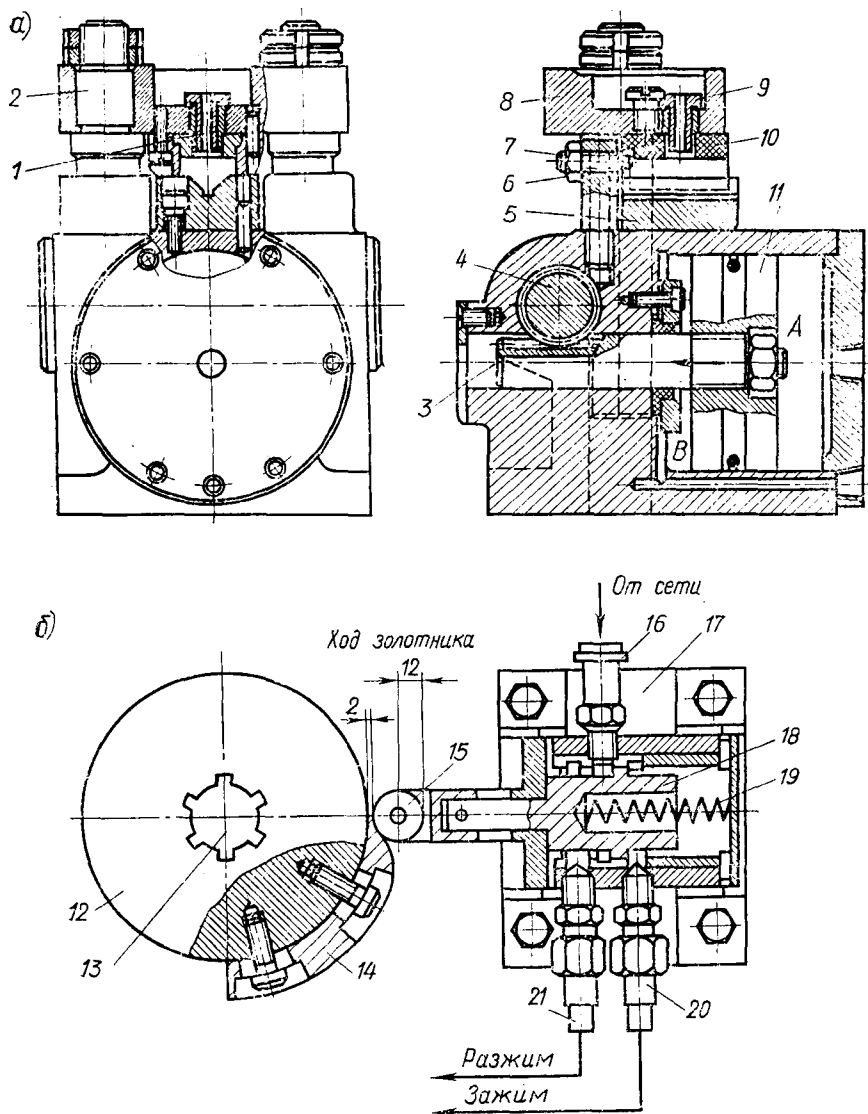


Рис. VII.9. Скальчатый автоматизированный кондуктор:
 а — общий вид; б — пневматический кран автоматического управления

лике 13, и копир сходит с ролика 15, золотник 18 под действием пружины 19 возвращается в исходное положение. При этом сжатый воздух из сети через штуцер 21 поступает в левую полость В пневмоцилиндра кондуктора, поршень со штоком-рейкой перемещается вправо и, поворачивая валик-колесо 4, поднимает скалки 2 с кондукторной плитой 8, и деталь разжимается. Распределительный кран 17 крепится на станине станка.

§ VII.5. Многошпиндельные и револьверные сверлильные головки

Многошпиндельные сверлильные головки применяют при одновременной обработке (сверлении, зенкерования, развертывании, нарезании резьбы) нескольких отверстий в одной детали или для последовательной позиционной обработки отверстий в нескольких деталях одновременно на агрегатном или сверлильном станках. На каждую позицию круглого стола агрегатного станка закрепляют по приспособлению, в которых устанавливают и зажимают обрабатываемые детали. Каждая позиция круглого стола агрегатного станка при повороте стола проходит загрузочно-разгрузочную зону, в которой из приспособления обработанную деталь снимают и в него ставят следующую деталь. В это время производится соответствующая обработка отверстий в деталях.

Многошпиндельные сверлильные головки подразделяются на специальные и универсальные. Специальные головки применяют при обработке отверстий в деталях одного типоразмера, поэтому расстояние между осями шпинделей в таких головках постоянно. Универсальные головки применяют для обработки отверстий в деталях, различных по форме и размерам; расстояние между осями шпинделей в этих головках можно изменять в соответствии с расположением отверстий в обрабатываемых деталях. Многошпиндельные специальные головки применяют в крупносерийном и массовом производствах, а универсальные головки — в серийном производстве. Для обработки отверстий в деталях различными режущими инструментами в серийном производстве следует применять шестишпиндельные револьверные головки.

Универсальные и специальные многошпиндельные головки могут иметь шестеренчатый или кривошипно-шатунный привод.

Головки с шестеренчатым приводом. Такие головки состоят из следующих элементов: корпуса; центрального вала с ведущей шестерней; промежуточных валиков с паразитными шестернями; рабочих шпинделей с ведомыми шестернями и державками для закрепления режущих инструментов.

Многошпиндельную сверлильную головку центрируют по буртику фланца гильзы шпинделя вертикально-сверлильного или агрегатного станка и закрепляют на фланце шпильками и гайками.

Ведущий валик многошпиндельной головки соединяют со шпинделем станка, от которого он вращается. В зависимости от расстояний между осями обрабатываемых отверстий детали головки

изготавливаются с одно- или двухъярусным расположением паразитных зубчатых колес. Эти колеса передают вращение с ведущего на ведомые зубчатые колеса, установленные на рабочих шпинделях, и обеспечивают их вращение по часовой стрелке.

При обработке отверстий с близко расположенными осями применяют головки с двухъярусным расположением паразитных шестерен, устанавливаемых на рабочих шпинделях. В одноярусных головках паразитные шестерни устанавливают на промежуточные валики, они находятся в одной плоскости с ведомыми шестернями

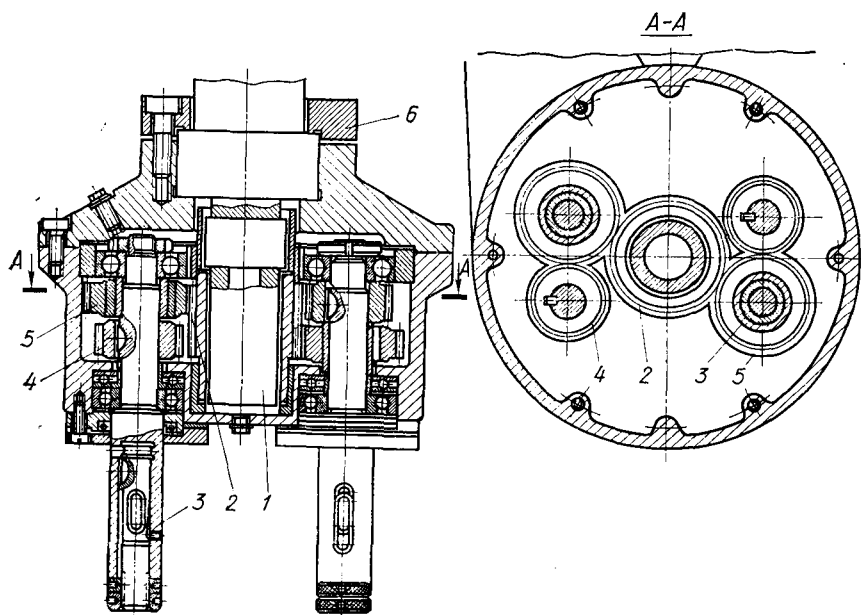


Рис. VII.10. Специальная сверлильная четырехшпиндельная головка

рабочих шпинделей головки. Зубчатые колеса обычно устанавливают между опорами шпинделей.

На рис. VII.10 показана специальная сверлильная четырехшпиндельная головка для сверления четырех отверстий, расположенных в детали по окружности небольшого диаметра, поэтому выбирают головку с двухъярусным расположением шестерен. В головке установлены четыре паразитных зубчатых колеса 5 на четырех рабочих шпинделях 3 в два ряда: два в верхнем и два в нижнем.

На центральном ведущем валу 1 сидит длинное ведущее зубчатое колесо 2, которое находится в зацеплении с четырьмя паразитными зубчатыми колесами 5, и вращает их. В свою очередь паразитные зубчатые колеса 5 через зубчатые колеса 4 передают вращение четырем рабочим шпинделям 3 сверлильной головки. Рабочие шпиндели установлены на шариковых подшипниках. Осевые силы воспринимаются радиально-упорными подшипниками. В

рабочих шпинделях установлены оправки с конусными гнездами для закрепления режущего инструмента. Сверлильную головку центрируют и крепят на конце гильзы шпинделя станка двумя полукольцами 6.

Связи многошпиндельных головок с кондукторной плитой и приспособлением. Многошпиндельная сверлильная головка, несущая режущие инструменты, при опускании должна быть связана с кондукторной плитой и приспособлением для установки обрабатываемой детали. Эта связь необходима для точного совпадения осей рабочих шпинделей головки с осями кондукторных втулок и отверстий в обрабатываемой детали. Кондукторную плиту можно изготавливать заодно с корпусом приспособления или отдельно от него, т. е. подвесной.

На рис. VII.11 показана подвесная кондукторная плита 8, изготовленная отдельно от корпуса 1 приспособления (для упрощения чертежа показана обработка только одного отверстия).

Многошпиндельная головка 7 связана с кондукторной плитой 8 двумя скалками 5. Скалки нижними концами жестко закреплены в кондукторной плите гайками 2, а верхними концами свободно перемещаются в отверстиях 6 втулок, запрессованных в корпусе 7 многошпиндельной головки. С корпусом 1 станочного приспособления многошпиндельная головка 7 и кондукторная плита 8 связана двумя направляющими пальцами 4, которые нижними концами жестко закреплены в корпусе приспособления. Пальцы 4 входят в направляющие втулки 3 подвесной плиты 8 и обеспечивают связь и правильное направление осей кондукторных втулок подвесной плиты относительно осей отверстий детали 9, установленной в приспособлении. Пружины на направляющих скалках 5 при соприкосновении кондукторной подвесной плиты 8 с обрабатываемой деталью начинают сжиматься и при дальнейшем опускании головки прижимают плиту к детали, и деталь зажимается.

В станочных приспособлениях с подвесными плитами удобно устанавливать и снимать обрабатываемые детали.

Универсальные и револьверные многошпиндельные головки. В универсальных многошпиндельных головках положение рабочих шпинделей относительно оси головки можно изменять, поэтому одной головкой можно обрабатывать различное число отверстий, расположенных на разных диаметрах окружностей деталей.

Имеется два типа универсальных сверлильных головок с приводом от зубчатых колес. К первому типу относятся головки колольного типа, в которых держатели шпинделей и шарнирно-телескопические приводные валики могут перемещаться по окружности головки и сдвигаться или раздвигаться по радиусам относительно оси головки в зависимости от расположения обрабатываемых отверстий на деталях. Ко второму типу относятся головки с поворотно-передвижными кронштейнами, в которых размещены рабочие шпиндели головки. Конструкция головок второго типа более совершенна и поэтому применяется чаще. Для обработки отверстий в различных деталях на вертикально-сверлильных станках применя-

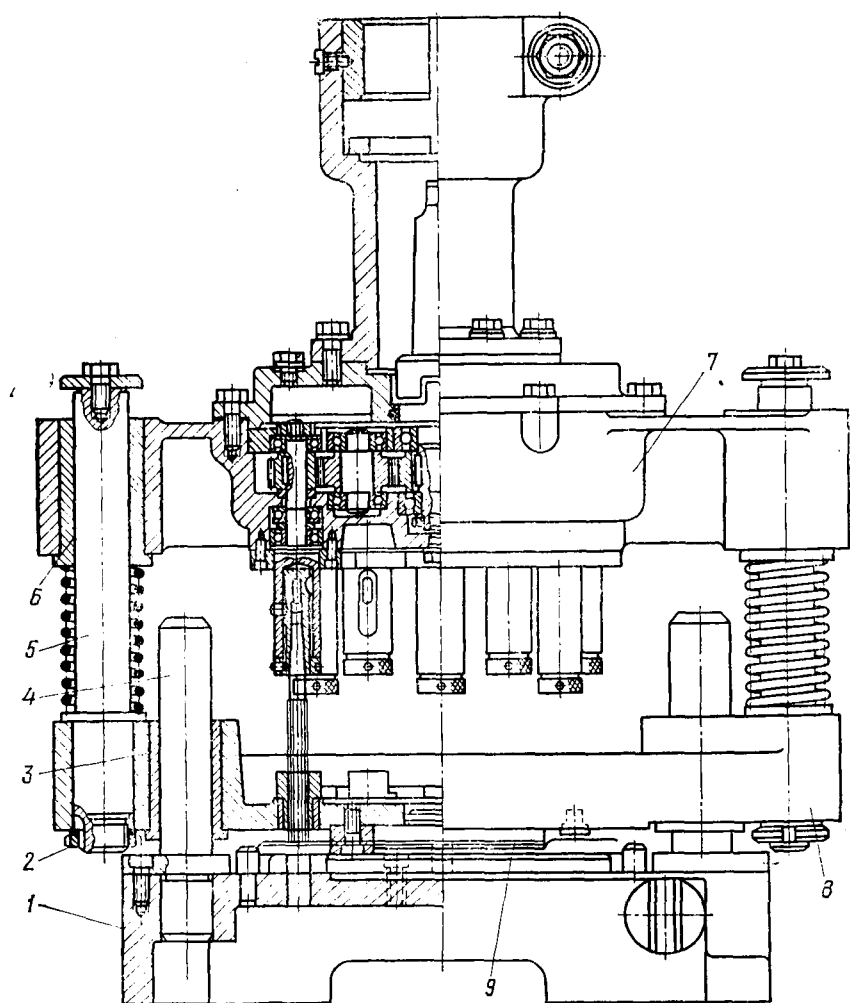


Рис. VII.11. Многошпиндельная сверлильная головка с подвесной кондукторной плитой

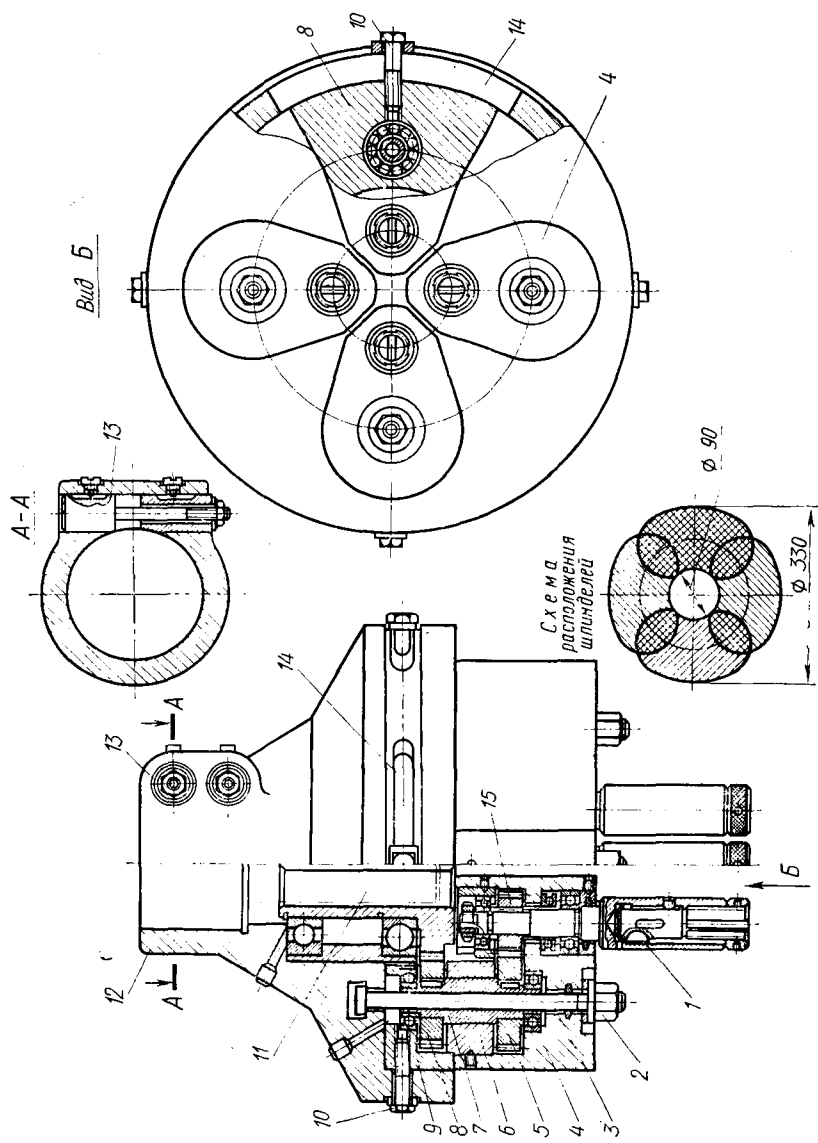


Рис. VII.12. Универсальная четырехшпиндельная сверлильная головка со схемой расположения шпинделей по заданным координатам

ют четырех- и шестишпиндельные головки с поворотной-передвижной кронштейном.

На рис. VII.12 показана типовая универсальная четырехшпиндельная сверлильная головка с поворотной-передвижными кронштейнами. Сверлильную головку центральным базовым отверстием в силуминовом корпусе 12 устанавливают на гильзу шпинделя станка и закрепляют двумя винтами 13. Шпиндель станка вращает установленное на шпонке на его конце ведущее зубчатое колесо 11, которое через промежуточные зубчатые колеса 8 и 5 передает вращение четырем рабочим колесам 15, сидящим на рабочих шпинделях 1. В цилиндрическом пазу корпуса 12 установлены четыре сектора 9 с отверстиями, в которых расположены шарикоподшипники, сидящие на верхних концах пустотелых валиков 7.

В четырех поворотных кронштейнах 4 находятся шарикоподшипники для нижних концов пустотелых валиков 7, промежуточная втулка 6 и рабочий шпиндель 1 головки. Ослабив гайку 2 на болте 3, кронштейн 4 с рабочим шпинделем 1 можно повернуть вокруг оси болта на 360°. В требуемом положении каждый рабочий шпиндель крепится болтом 3 при завинчивании гайки 2 и винта 10. Болт 3 с гайкой 2 прижимает кронштейн 4 и сектор 9 к горизонтальной плоскости корпуса 12, а винт 10 и сектор 9 — к цилиндрической поверхности корпуса. При ослаблении винта 10 сектор 9 с кронштейном 4 и рабочим шпинделем 1 можно повернуть на определенный угол относительно оси головки. При повороте сектора 9 винт 10 перемещается в пазах 14 корпуса головки.

На рис. VII.12 внизу дана схема для проверки расположения шпинделей по заданным координатам, состоящая из четырех заштрихованных участков. Каждый шпиндель 1 может занимать любое положение в пределах своего заштрихованного участка. Данная головка применяется для сверления отверстий, расположенных в детали по окружности или по диагоналям на вертикально-сверлильном станке модели 2135; максимальный диаметр обрабатываемых отверстий 18 мм.

Револьверная многошпиндельная головка. На рис. VII.13, а дана конструкция шестишпиндельной револьверной головки для последовательной обработки отверстия в детали различными режущими инструментами. В головке устанавливают сменные шпиндели, приводы которых имеют различные передаточные числа. Такая конструкция головки позволяет без остановки и переналадки вертикально-сверлильного станка модели 2125 при последовательном повороте шпинделей выполнить различные виды обработки отверстия: сверление, зенкерование, развертывание, нарезание резьбы и цекование торцов.

Каждый шпиндель головки поворачивается в вертикальное положение для последующей обработки отверстия соответствующим режущим инструментом автоматически без остановки станка и переключения скорости. Для включения в работу очередного шпинделя с инструментом револьверная головка, закрепленная на пиноли станка, поднимается, регулировочный винт 7 упирается в

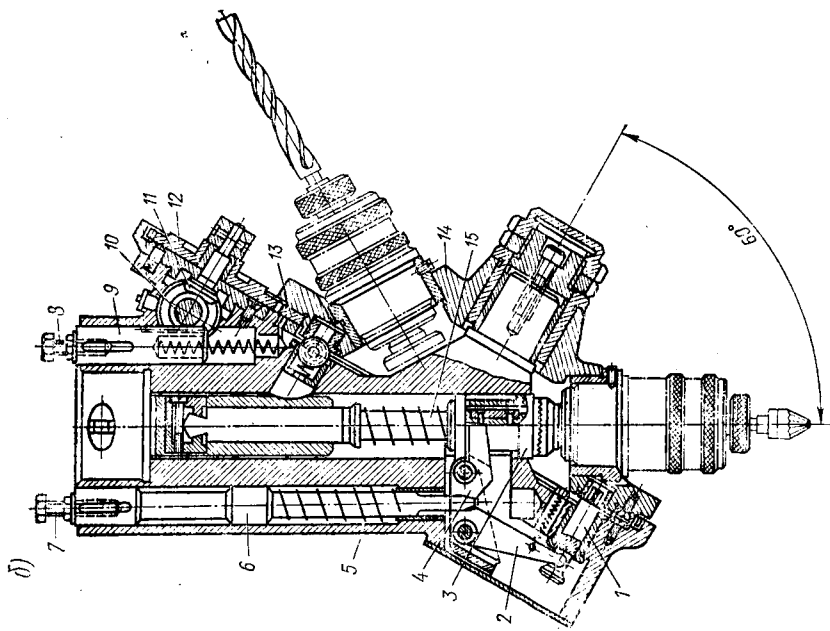
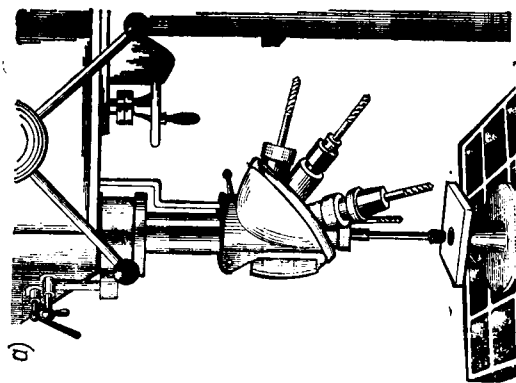


Рис. VII.13. Шестишпиндельная револьверная головка:
 а — общий вид; б — разрез

торец шпиндельной бабки и при дальнейшем подъеме головки перемещает вниз стержень 6, который нажимает на рычаг 4. Рычаг, поднимая муфту 3 и соответствующий рабочий шпиндель, перестает вращаться. Затем стержень 6 нажимает на рычаг 2 и поворачивает его на оси. При повороте рычаг 2 выводит фиксатор 1 из втулки. Во время дальнейшего подъема головки регулируемый болт 8 упирается в торец шпиндельной бабки и перемещает вниз стержень 9 с зубчатой рейкой. При этом рейка на стержне 9 вращает зубчатое колесо 10, которое через пару конических зубчатых колес 11 и храповой механизм в свою очередь вращает зубчатое колесо 12 и находящееся с ним в зацеплении зубчатое колесо 13, которое поворачивает корпус 14 с соответствующим шпинделем в вертикальное рабочее положение.

Шариковый фиксатор (на рис. VII.13, б отсутствует) предварительно фиксирует поворот головки. При перемещении вниз револьверная головка работает в обратной последовательности и фиксатор 1 под действием пружины фиксирует точное положение очередного шпинделя при повороте головки. Корпус головки не может повернуться в обратную сторону, потому что храповой механизм проскакивает вхолостую. Пружина, установленная на шпинделе 15, включает зубчатую муфту 3 и шпиндель с режущим инструментом начинает вращаться и производит соответствующую обработку отверстия.

Максимальный диаметр сверла, устанавливаемого в сменном шпинделе головки, 15 мм. Сменные шпиндели расположены под углом 30° к плоскости разъема корпусов 5 и 14 и под углом 60° — к оси вращения поворотного корпуса 14.

§ VII.6. Расчет многошпиндельных сверлильных головок

При расчете специальных многошпиндельных сверлильных головок необходимо иметь следующие исходные данные: 1) чертеж обрабатываемой детали с техническими условиями; 2) технологическую карту с процессом обработки детали, с элементами режима резания и штучного времени на каждую операцию; 3) наименование, размеры и материал режущих инструментов, а также форму и размеры их хвостовиков; 4) паспортные данные станка, для которого проектируют головку, и мощность электродвигателя станка; 5) максимально допустимую осевую силу на шпинделе станка (силу подачи); 6) величины подач и числа оборотов шпинделя станка; 7) форму и размеры нижней части шпинделя станка, которые связывают шпиндель с головкой; 8) вылет шпинделя от направляющих станины станка; 9) максимальный ход шпинделя станка; 10) величину вертикального перемещения стола станка; 11) чертеж приспособления для установки и зажима обрабатываемой детали с техническими условиями.

Расчет многошпиндельных сверлильных головок производится в такой последовательности: 1) выбирают элементы режима резания по справочникам для каждого режущего инструмента и кор-

ректируют их с паспортными данными станка; 2) определяют крутящие моменты, мощности и силы подачи для каждого режущего инструмента; 3) определяют мощности для привода головки; 4) определяют частоту вращения шпинделя станка; 5) определяют подачи шпинделя для привода головки; 6) определяют суммарную силу подачи от всех режущих инструментов; 7) выбирают кинематическую схему сверлильной головки; 8) рассчитывают размеры валиков, рабочих шпинделей и зубчатых колес головки; 9) корректируют зубчатые колеса; 10) рассчитывают и подбирают подшипники; 11) подбирают узлы для ведущего и рабочих шпинделей, валов, паразитных зубчатых колес; 12) окончательно оформляют конструкцию головки.

Примерная схема расчета многшпиндельной сверлильной головки.

1. Выбор элементов режима резания для каждого режущего инструмента головки с учетом их стойкости. По справочнику режимов резания или по формулам теории резания находят величину подачи и скоростей резания. По принятой скорости v резания определяют частоту вращения n рабочих шпинделей для соответствующего режущего инструмента.

Величина подачи:

для сверления и зенкерования

$$s = C_s D^{0,6};$$

для развертывания

$$s = C_s D^{0,7},$$

где C_s — коэффициент, выбирают по справочнику; D — диаметр режущего инструмента, мм.

Скорость резания (м/мин) при сверлении диаметром $D=10 \div 60$ мм:

стали с $\sigma_B = 750$ МПа (75 кгс/мм²)

$$v = 7 D^{0,4} / (T^{0,2} s^{0,5});$$

чугуна с HB 190

$$v = 12,2 D^{0,25} / (T^{0,125} s^{0,4}).$$

Скорость резания (м/мин) при зенкеровании с $t=1$ мм и $T=100$ мин:

стали с $\sigma_B = 750$ МПа (75 кгс/мм²)

$$v = 16,3 D^{0,3} / (T^{0,3} s^{0,5} t^{0,2});$$

чугуна с HB 190

$$v = 96\,500 D^{0,3} / (T^{0,4} s^{0,45} t^{0,15} HB^{1,3}).$$

Скорость резания (м/мин) при развертывании с $t=0,1$ мм и $T=100$ мин:

чугуна с HB 190

$$v = 15,6 D^{0,2} / (T^{0,3} t^{0,1} s^{0,5});$$

стали с $\sigma_b = 750$ МПа (75 кгс/мм²)

$$v = 10,5 D^{0,3} / (T^{0,4} t^{0,2} s^{0,55}),$$

где D — диаметр режущего инструмента, мм; s — подача, мм/об; t — глубина резания, мм; T — стойкость режущего инструмента, мин.

По принятой скорости v (м/мин) резания определяют частоту вращения n (об/мин) для соответствующего режущего инструмента:

$$n = 1000 v / (\pi D).$$

2. Определение осевой силы подачи, крутящих моментов и требуемой мощности головки. Для каждого вида режущего инструмента определяют суммарную силу подачи (осевую силу резания) от всех одновременно работающих инструментов по формулам теории резания или по нормативным справочникам. Далее определяют крутящие моменты и мощность, необходимые для режущих инструментов.

Мощность (кВт), потребляемая сверлильной головкой,

$$N_{\text{гол. сум}} = (R_1 N_1 + R_2 N_2 + \dots + R_n N_n) \eta_{\text{гол}},$$

где $R_1, R_2, R_3, \dots, R_n$ — число одинаковых режущих инструментов, одновременно работающих в головке; $N_1, N_2, N_3, \dots, N_n$ — мощность, потребляемая одним режущим инструментом, кВт; $\eta_{\text{гол}} = 0,8 \div 0,9$ — КПД сверлильной головки.

Если все шпиндели головки работают одинаковыми режущими инструментами, то суммарная мощность (кВт) головки

$$N_{\text{гол. сум}} = R N \eta_{\text{гол}}.$$

Суммарная мощность, потребляемая всеми режущими инструментами головки, одновременно участвующими в работе, не должна превышать приведенной мощности (кВт) сверлильного станка:

$$N_{\text{ст}} \geq N_{\text{гол. сум}} / \eta_{\text{ст}},$$

где $N_{\text{ст}}$ — мощность электродвигателя станка, кВт; $\eta_{\text{ст}}$ — КПД механизма станка (для сверлильных станков $\eta_{\text{ст}} = 0,8$).

Если мощность станка меньше мощности головки, то следует выбрать более мощный станок или снизить принятые элементы режима резания. Если мощность станка значительно больше мощности головки, то необходимо выбрать станок с меньшей мощностью.

3. Определение передаточных чисел. Передаточные числа являются отношением частоты вращения режущего инструмента $n_{\text{инс}}$ к частоте вращения шпинделя станка $n_{\text{ст}}$ в минуту:

$$i = n_{\text{инс}} / n_{\text{ст}} = z_{\text{вел}} / z_{\text{раб}},$$

где $n_{\text{инс}}$ — частота вращения режущего инструмента, об/мин; $n_{\text{ст}}$ — частота вращения ведущего шпинделя станка, об/мин; $z_{\text{вел}}$ — число

зубьев шестерен ведущего шпинделя; $z_{\text{раб}}$ — число зубьев шестерен рабочего шпинделя.

Частоту вращения шпинделя станка выбирают в зависимости от вида обработки детали. При работе сверлильной головки с разными режущими инструментами передаточные числа должны быть определены для каждого рабочего шпинделя отдельно.

4. Определение величины подачи шпинделя сверлильного станка. Подачу шпинделя станка определяют из условия равенства минутных подач шпинделя станка и режущего инструмента:

$$S_{\text{ст.мин}} = S_{\text{инс.мин}} i'$$

$$S_{\text{ст.мин}} = S_{\text{ст.об}} n_{\text{ст}} = S_{\text{инс.об}} n_{\text{инс}};$$

$$S_{\text{инс.об}} = S_{\text{ст.об}} n_{\text{ст}} / n_{\text{инс}};$$

$$S_{\text{ст.об}} = S_{\text{инс.об}} n_{\text{инс}} / n_{\text{ст}},$$

где $S_{\text{ст.мин}}$ — минутная подача станка, мм/мин; $S_{\text{инс.мин}}$ — минутная подача инструмента, мм/мин; $S_{\text{ст.об}}$ — подача станка, мм/об; $S_{\text{инс.об}}$ — подача инструмента, мм/об.

Найденное значение подачи $S_{\text{ст.об}}$ должно совпадать с одной из подач, имеющихся на принятом станке, или быть немного больше ее. Если выполнить это требование невозможно, то следует выбрать другую частоту вращения $n_{\text{ст}}'$ станка и найти другое передаточное отношение i' . При обработке отверстий головкой с разными режущими инструментами подачу необходимо принимать по лимитирующему режущему инструменту.

5. Определение суммарного усилия подачи головки. Суммарная осевая сила подачи равна сумме сил подач от всех одновременно работающих режущих инструментов. Суммарная осевая сила не должна превышать максимальную силу подачи, допускаемую сверлильным станком:

$$P_{\text{гол.сум}} = R_1 P_1 + R_2 P_2 + \dots + R_n P_n \leq P_{\text{ст.нах}},$$

где $P_1, P_2, \dots, P_n$ — осевые силы, действующие на инструмент.

Если это требование на выбранном станке невыполнимо, следует выбрать другой станок или изменить элементы режима резания.

6. Выбор кинематической схемы многошпиндельной головки. При выборе кинематической схемы многошпиндельной головки необходимо выполнять определенные требования:

1) показать на схеме расположение осей рабочих шпинделей головки, которые должны совмещаться с осями отверстий обрабатываемой детали;

2) определить координаты расположения рабочих шпинделей головки по соответствующим формулам справочника и силу подачи для каждого режущего инструмента, а также координаты расположения оси ведущего шпинделя;

3) размещать ось ведущего шпинделя в центре давления головки, т. е. в точке приложения равнодействующей сил подачи режущих инструментов;

4) не передавать вращение на рабочие шпиндели через зубчатые колеса других рабочих шпинделей;

5) применять в головке минимальное количество паразитных зубчатых колес, для чего следует производить вращение от одного паразитного зубчатого колеса нескольких рабочих шпинделей;

6) применять нечетное число паразитных промежуточных валов, так как при определении направления вращения рабочих шпинделей необходимо, чтобы все они имели правое вращение (почти все сверлильные станки имеют правое вращение шпинделя);

7) размещать паразитные зубчатые колеса вокруг ведущего шпинделя по возможности равномерно, так как при этом уменьшается радиальная нагрузка подшипника ведущего шпинделя;

8) размещать все зубчатые колеса головки в одной плоскости; при небольшом расстоянии между осями рабочих шпинделей — в двух и более плоскостях;

9) начинать разработку кинематической схемы головки с определения диаметров делительных окружностей и модулей зубчатых колес для рабочих и ведущего шпинделей;

10) учитывать при выборе зубчатых колес, что

а) максимально допустимое число зубьев некорригированных зубчатых колес $z_{\text{min}} = 16$;

б) применяемые модули m должны соответствовать стандартному ряду: 1; 1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 4,5;

в) ширина венца зубчатого колеса $b = (6 \div 10) m$;

г) наибольшие передаточные числа на замедление $i = 4 \div 5$ и ускорение $i = 2 \div 2,5$; желательно применять передачи на замедление, потому что режущий инструмент работает с большой частотой вращения;

д) наибольшие допустимые скорости для прямозубых зубчатых колес 7-й степени точности 10—12 м/с и 8-й — 8—6 м/с.

11) Провести корригирование зацепляющихся зубчатых колес при увеличении или уменьшении межцентрового расстояния между осями колес против теоретического.

7. Расчет шпинделей зубчатых колес, валиков головки. Центральный валик головки является наиболее нагруженным. При выборе модуля зацепления для всех зубчатых колес головки принимают нагрузку, действующую на зуб колеса, установленного на центральном ведущем валике.

Диаметр ведущего валика (центрального шпинделя) определяют по величине крутящего момента, передаваемого одновременно всеми работающими режущими инструментами:

$$d = \sqrt[3]{16 M_{\text{кр}} (\pi [\tau])},$$

где d — диаметр центрального шпинделя, см; $[\tau]$ — допускаемое напряжение кручения, МПа (кгс/см^2); $M_{\text{кр}}$ — крутящий момент,

Н·м (кгс·см):

$$M_{кр} = 97\,400N/n = 71\,620N/n,$$

где N — мощность электродвигателя станка, кВт (л.с.); n — максимальная частота вращения шпинделя станка, об/мин.

Диаметр D направляющей (хвостовой) части рабочих шпинделей определяют в зависимости от диаметра режущего инструмента по таблицам или выбирают по отверстию подшипника на шпинделе.

Модуль ведомой шестерни на рабочем шпинделе следует также выбирать в зависимости от диаметра режущего инструмента по таблице.

Ширину зубчатых колес головки принимают равной 10 модулям. Зубчатые колеса с числом зубьев 13—15 изготовляют с укороченным зубом. Диаметры валиков для паразитных зубчатых колес выбирают равными диаметру D рабочих шпинделей головки.

Подшипники выбирают по диаметральным размерам валов, на которые их насаживают. Затем выбранные подшипники проверяют по коэффициенту работоспособности C и сроку работы, т. е. на долговечность h в часах. Для многшпиндельных головок срок работы подшипников $h \approx 2,5 \div 3,5$ тыс. ч основного времени.

8. Проверочный расчет на прочность. Этот расчет выполняют для деталей, сильно нагруженных: зубчатых колес, некоторых валов, подшипников.

При расчете зубчатых колес прочность зубьев колес следует проверить по величине контактных напряжений, действующих в поверхностном слое зубьев, и напряжений изгиба у основания зубьев, которые должны быть меньше допускаемых. Эту проверку можно выполнить косвенным путем, вычислив по допускаемым напряжениям и заданным условиям работы величину модуля и сравнив ее с принятым расчетным модулем.

При проверке можно использовать следующие формулы:

из условия усталости поверхностного слоя материала профиля зубьев модуль (мм)

$$m_{нов} = \sqrt[3]{\frac{i+1}{i\psi} \left(\frac{180\,000}{z[\sigma]_к} \right)^2 \frac{N}{n} \cdot \frac{K_к}{K_v}};$$

из условия прочности зуба на изгиб модуль

$$m_k = 10 \sqrt[3]{\frac{455}{z\psi y [\sigma]_н} \cdot \frac{N}{n} \cdot \frac{K_n}{K_v}},$$

где $\psi = 8 \div 12$ — отношение ширины колеса (длины зуба колеса) к модулю; z — число зубьев колеса; i — передаточное отношение (отношение числа зубьев большого колеса к числу зубьев меньшего колеса); $[\sigma]_к = 830(85)$ — допускаемое напряжение смятия (контактные напряжения), МПа (кгс/мм²); $[\sigma]_н = 196(20)$ — допускаемое напряжение изгиба, МПа (кгс/мм²); $K_к$ и K_n — коэффициенты долговечности по контактным напряжениям и напряжениям изгиба; при постоянной или мало меняющейся нагрузке на зубчатые

колеса они могут быть приняты равными единице (кроме закаленных колес); y — коэффициент формы зуба (выбирают по справочнику): $y=0,108$ для $z=25$; $y=0,114$ для $z=30$; $y=0,126$ для $z=43$ и т. д.; $K_v=6/(v+6)$ — коэффициент скорости, определяемой по формуле Барта (v — окружная скорость зубчатого колеса, м/с).

Используя ранее полученные при расчете данные и материалы из таблиц, определяют модули $m_{\text{пов}}$ и $m_{\text{и}}$ для зубчатой пары: колеса, сидящего на рабочем шпинделе головки, и паразитного колеса. При этом если ранее принятый модуль зубчатой пары больше модулей $m_{\text{пов}}$ и $m_{\text{и}}$, то, следовательно, он удовлетворяет заданным условиям и по контактным напряжениям, и по напряжениям изгиба.

9. Расчет валов головки. Валы для зубчатых колес рассчитывают на прочность и жесткость из условия нормальной работы зубчатых колес и подшипников, являющихся их опорами. При расчете на жесткость диаметральные размеры валов получаются больше, чем при расчете на прочность, поэтому в основном валы работают при малых напряжениях. Валы на прочность рассчитывают по формуле

$$R_b \geq \sqrt{M_{\text{и}}^2 + 0,45 M_{\text{кр}}^2} / W,$$

где R_b — допускаемое напряжение материала вала, МПа (кгс/см²); $M_{\text{и}}$ — изгибающий момент в опасном сечении вала, Н·м (кгс·мм); $M_{\text{кр}}$ — крутящий момент в опасном сечении вала, Н·м (кгс·мм); W — момент сопротивления в опасном сечении вала, мм³, для круглого сплошного сечения вала $W=0,1 d^3$ мм³ (d — диаметр вала, мм).

Под действием внешних сил валы подвергаются упругим деформациям на изгиб и кручение. При расчете вала на жесткость определяют угол наклона в расчетном сечении

$$\theta = Q l^2 K_{\theta} / (10^6 d^4),$$

и прогиб в опасном сечении

$$y = Q l^3 K_y / (10^6 d^4),$$

где Q — сила, действующая на вал, Н (кгс); l — расстояние между опорами вала, см; d — диаметр вала, см; K_{θ} , K_y — коэффициенты (выбирают по справочникам).

Расчетные величины угла наклона и прогиба вала не должны быть больше допускаемых. Максимальный допустимый прогиб вала можно принимать равным 0,0001—0,0005 длины между опорами или 0,01—0,03 модуля зубчатых колес, а наибольшие углы наклона вала в его опорах принимать примерно 0,001 рад.

10. Расчет подшипников качения. Долговечность, нагрузка и частота вращения шариковых и роликовых подшипников (упорных и радиальных) для валов головки связаны формулой

$$C = Q (nh)^{0,3},$$

где C — коэффициент работоспособности подшипника, зависящий от его конструкции, размера и материала подшипника (указан в

каталогах на подшипники); Q — условная нагрузка подшипника, Н (кгс); n — частота вращения подшипника с валом, об/мин; h — долговечность работы подшипника, ч.

При расчете подшипников определяют одну из входящих в формулу величин, задавшись двумя остальными. В справочниках приводятся номограммы для выбора необходимых величин, определяющих коэффициент работоспособности подшипника.

Изменяя режим обработки отверстий в детали, необходимо учитывать, что долговечность подшипника при увеличении нагрузки резко снижается (например, при увеличении нагрузки в 2 раза долговечность подшипника уменьшается в 8—10 раз). Для многошпиндельных головок долговечность подшипников принимают 2500—4500 ч.

Рабочие шпиндели изготавливают из сталей 45 и 40Х, зубчатые колеса — сталей 20Х, 40Х, корпуса головок — из серого чугуна СЧ 12—28 или из алюминиевого сплава АЛ9.

Компоновка производится в соответствии с принятой кинематической схемой и рассчитанными размерами основных деталей головок. Размеры и форму всех остальных деталей, входящих в головку, принимают по конструктивным соображениям, но с учетом стандартов.

§ VII.7. Вспомогательные инструменты для сверлильных станков

Вспомогательный инструмент для сверлильных станков включает: 1) переходные втулки для закрепления режущих инструментов; 2) быстросменные патроны шариковые, кулачковые для закрепления режущих инструментов; 3) самоустанавливающиеся и предохранительные патроны для закрепления метчиков; 4) самоустанавливающиеся патроны для закрепления разверток. Многие виды вспомогательного инструмента нормализованы.

Конические отверстия шпинделей сверлильных станков в зависимости от их размера изготавливают с конусом Морзе с номерами 1—5. Шпиндель сверлильного станка имеет коническое отверстие, соответствующее одному номеру конуса Морзе.

При обработке отверстий режущий инструмент необходимо вставлять в коническое отверстие шпинделя с определенным номером конуса Морзе с хвостовиками, имеющими меньший номер конуса Морзе. В таких случаях применяют переходные втулки, которые внутренним конусным отверстием надевают на конусный хвостовик режущего инструмента, а наружной конусной поверхностью вставляют в коническое отверстие шпинделя станка. Следовательно, переходные втулки служат для крепления режущего инструмента в конусном отверстии шпинделя станка.

Наружный конус переходной втулки соответствует конусу Морзе отверстия шпинделя, а внутренний — конусу Морзе хвостовика режущего инструмента.

Для уменьшения вспомогательного времени на смену различных режущих инструментов, применяемых при последовательной обра-

ботке одного отверстия, используют быстросменные патроны (рис. VII.14, а, б), допускающие смену режущего инструмента при вращении шпинделя.

Хвостовик корпуса патрона закрепляют в коническом отверстии шпинделя станка. В отверстие корпуса 1 патрона вставляют сменную втулку 7 с режущим инструментом. На наружной поверхности втулки имеется два углубления 8, а в корпусе патрона — отверстия, в которых установлены два шарика 5. В случае смены режущего инструмента рабочий одной рукой берется за кольцо 4 и поднимает его до упора в пружинное кольцо 2. При этом шарики 5 выдавливаются втулкой 7 из ее углублений и размещаются в отверстиях корпуса 1. Вставив в отверстие корпуса 1 втулку 7 с другим режущим инструментом, опускают кольцо 4, которое нажимает на шарики 5 и вводит их в углубления 8 втулки. Кольцо 4 опускается до упора в стопорное кольцо 6. Шпиндель станка через конусный хвостовик корпуса 1 патрона и два шарика 5 передает вращение сменной втулке 7 с режущим инструментом.

На рис. VII.14, а показан быстросменный патрон с незажатой, а на рис. VII.14, б — с зажатой переходной втулкой 7. При сверлении отверстий с горизонтальной осью кольцо 7 фиксируется на корпусе 1 шариком 3 с пружиной.

Перед началом обработки отверстия различные режущие инструменты закрепляют в соответствующих сменных втулках. Шариковые быстросменные патроны применяют для обработки отверстий небольшого диаметра, для обработки отверстий больших диаметров — быстросменные двухкулачковые патроны.

Выбор конструкции патрона для крепления метчиков зависит от способа нарезания резьбы метчиком и от вида отверстия — сквозное или глухое. Применяют два способа нарезания резьбы метчиком: 1) способ самозатягивания метчика без принудительной подачи; 2) копирный способ с принудительной подачей метчика. Наи-

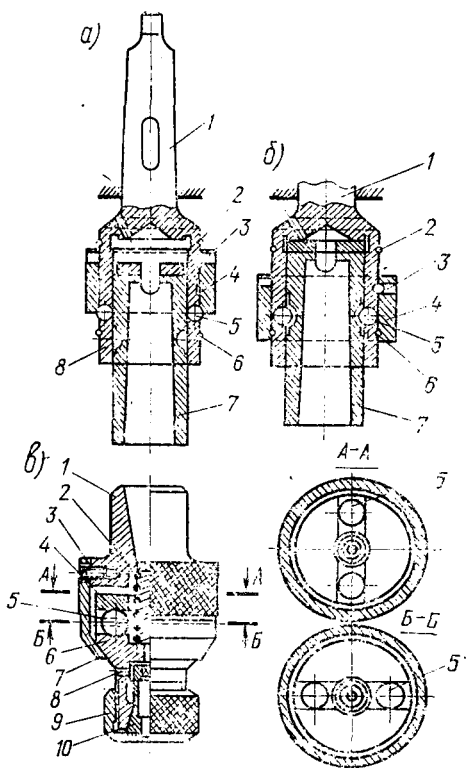


Рис. VII.14. Быстросменные патроны для установки и зажима сверл, зенкеров, разверток (а, б) и самоцентрирующий патрон для крепления метчиков (в)

большее применение имеет первый способ нарезания резьбы метчиком.

При нарезании резьбы в глухих отверстиях и в других случаях, когда возможна перегрузка и поломки метчика, применяют предохранительные патроны, предупреждающие поломку метчиков при перегрузке. Эти патроны позволяют регулировать величину передаваемого ими крутящего момента и автоматически прекращают вращение и осевое перемещение метчика, если момент от сил резания получается больше допустимого крутящего момента.

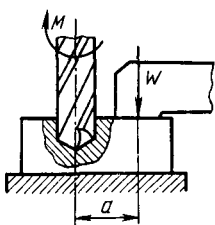
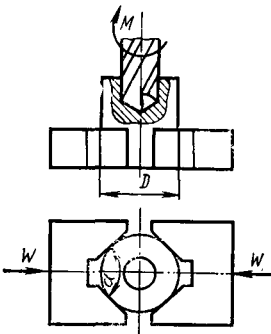
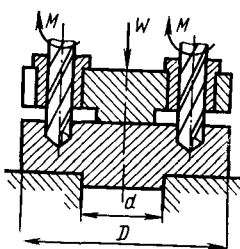
На вертикально-сверлильных станках, шпиндели которых не имеют реверсивного (обратного) хода, для вывинчивания метчика из отверстия после нарезания резьбы применяют предохранительные реверсивные патроны с ручной подачей. В конце рабочего хода метчика, когда шпиндель дойдет до упора, вращение патрона с метчиком прекращается. Патрон переключается на обратный ход, шпиндель поднимается вверх и вращается в другом направлении, и метчик быстро вывинчивается из отверстия детали. Когда ось жестко закрепленного метчика трудно совместить с осью нарезаемого отверстия, метчики закрепляются в плавающих самоцентрирующих патронах, в которых метчик может качаться около вертикальной оси.

На рис. VII.14, в показан плавающий самоцентрирующий патрон для крепления метчиков. Хвостовик 1 патрона скреплен с кожухом 3 винтами. Внутри кожуха на его конической поверхности установлена плавающая оправка 6 с двумя взаимно перпендикулярными пазми на верхнем торце. В каждом из этих пазов находится по два шарика 5. Сверху на шарики опирается диск 4, также имеющий два паза.

В нижнем конце оправки 6 имеется коническое отверстие, в которое вставляют цангу 10, а в цангу устанавливают метчик. При завинчивании гайки 9 цанга 10, перемещаясь вверх по конической поверхности оправки, зажимает метчик. Штифт 8 предохраняет цангу от проворачивания в оправке. Внутри кожуха 3 установлена пружина 2, опирающаяся одним концом на торец хвостовика 1, а вторым — на торец оправки 6. При нарезании резьбы метчиком оправка 6 с шариками 5 и кольцом 4 перемещается вверх до тех пор, пока верхняя плоскость кольца не нажмет на нижнюю плоскость хвостовика 1, вследствие чего на этих поверхностях появятся силы трения. В это же время между коническими поверхностями 7 кожуха 3 и оправки 6 возникнет зазор, который позволяет метчику колебаться около вертикальной оси и совместить ось метчика с осью нарезаемого отверстия. Шпиндель станка через хвостовик 1, кольцо 4, шарики 5, оправку 6 и цангу 10 передает вращение метчику. Когда патрон не работает, пружина 2 прижимает оправку конусной поверхностью 7 к конусной поверхности кожуха, кольцо отходит от нижней горизонтальной плоскости хвостовика и между ними образуется зазор.

При жестком закреплении разверток конусным хвостовиком в шпинделе станка не обеспечивается получение точных отверстий,

Расчет сил зажима при обработке деталей на сверлильных станках

Схема зажима детали	Расчетные формулы требуемой силы зажима, Н (кгс)
<i>Крепление прихватом</i> 	$W = \frac{KM_{кр}}{fd}$
<i>Крепление призмами</i> 	$W = \frac{KM_p \sin \alpha/2}{fD}$
<i>Крепление кондукторной плитой</i> 	$W = \frac{KM_{кр}n}{\frac{1}{3}f \left(\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \right)}$

W — сила зажима детали; $M_{кр}$ — крутящий момент на сверле, Н·м (кгс·мм); n — число одновременно работающих сверл; f — коэффициент трения на рабочих поверхностях зажимов (для гладких поверхностей $f=0,25$; с крестообразно нарезанными канавками $f=0,45$); α — угол призмы; K — коэффициент запаса.

так как при этом на отверстия переносятся все неточности работы шпинделя сверлильного станка. Следовательно, для получения отверстий 2—2а—3-го классов точности развертки следует закреплять в самоустанавливающихся патронах. Эти патроны бывают двух типов: качающиеся и плавающие.

После закрепления в качающемся патроне развертка может при обработке отверстия поворачиваться на небольшой угол относительно вертикальной оси патрона, а в плавающем патроне — перемещаться на небольшую величину параллельно вертикальной оси, поэтому обеспечивается совпадение осей развертки и отверстия детали. В патронах обоих типов между отдельными деталями имеются конструктивные зазоры, которые позволяют развертке при обработке отверстия перемещаться параллельно своей вертикальной оси и поворачиваться на небольшой угол относительно этой оси. Вследствие этого между двумя типами самоустанавливающихся патронов нет большого различия. Для крепления разверток следует применять плавающие патроны, по конструкции схожие с конструкцией плавающих патронов для крепления метчиков.

В табл. VII.1 даны формулы для определения сил зажима деталей, обрабатываемых на сверлильных станках при различных схемах зажима.

ГЛАВА VIII

ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ ФРЕЗЕРНЫХ СТАНКОВ

Приспособления для фрезерных станков по виду подачи стола разделяют на приспособления к станкам с прямолинейной, круговой и сложной копирной подачей. По степени совмещения вспомогательного времени с основным эти приспособления подразделяют на две группы: 1) приспособления, в которых при обработке деталей вспомогательное время совмещается с основным; 2) приспособления, у которых при обработке деталей это время не совмещается.

Приспособления для фрезерных станков бывают универсальными, универсально-сборными, универсально-наладочными, групповыми и специальными. По данным ЭНИМСа, основное время, затрачиваемое при обработке деталей на фрезерных станках, в различных типах производства составляет 50—80% штучного времени. Большие резервы для повышения производительности труда при обработке деталей на фрезерных станках выявляют при замене старых конструкций приспособлений с ручным зажимом новыми приспособлениями с механизированным приводом для зажима и разжима обрабатываемых деталей.

§ VIII.1. Машинные тиски

Машинные тиски являются универсальным приспособлением, их применяют для обработки различных по форме и размерам деталей. Тиски имеют постоянные детали (корпус, салазки, механизм зажима) и сменные губки, которые используют при обработке раз-

личных типоразмеров деталей. Тиски бывают с одной или двумя подвижными губками, с плавающими губками. В тисках применяют зажимы: ручные, винтовые, эксцентриковые, механизированные, пневматические, гидравлические, пневмогидравлические. В зависимости от направления силы зажима, действующей на подвижную губку, тиски бывают с тянущей или толкающей силой зажима.

Тиски изготовляют неповоротными, поворотными в одной плоскости, поворотными в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. По ГОСТ 14904—69 станочные тиски изготовляют трех типов: А — с ручным приводом, Б — с гидроприводом, В — с пневмоприводом. Конструкции станочных тисков должны быть жесткими, быстродействующими и удобными в работе.

На рис. VIII.1 показаны универсальные самоцентрирующие тиски с двумя постоянными подвижными губками 1 и сменными губками 2 и 3*. При вращении винта 4 с правой резьбой на одном конце и левой на другом, губки 1 тисков сдвигаются (при зажиме обрабатываемой детали) или раздвигаются (при разжиме ее).

На рис. VIII.1 показаны наибольший и наименьший диаметры обрабатываемых деталей. В тисках левая призматическая губка для уменьшения перемещения губок при установке и снятии деталей заменена плоской со скосом.

На рис. VIII.2 показаны универсальные поворотные тиски с встроенным поршневым пневмоприводом двустороннего действия. В отверстии неподвижного основания 8 тисков встроен пневмоцилиндр 11, с которым винтами соединен полый поворотный корпус 12. К корпусу прикреплен распределительный кран 6 с рукояткой 7 для переключения золотника при поочередном впуске сжатого воздуха в верхнюю или нижнюю полость пневмоцилиндра 11 и выпуска воздуха в атмосферу. На верхней части поворотного корпуса 12 тисков закреплена стальная плита 5. В плите и подвижной губке 1 имеются Т-образные пазы под головки болтов для крепления к тискам специальных сменных наладок. На верхней части плиты 5 закреплена регулируемая губка 3, которую в зави-

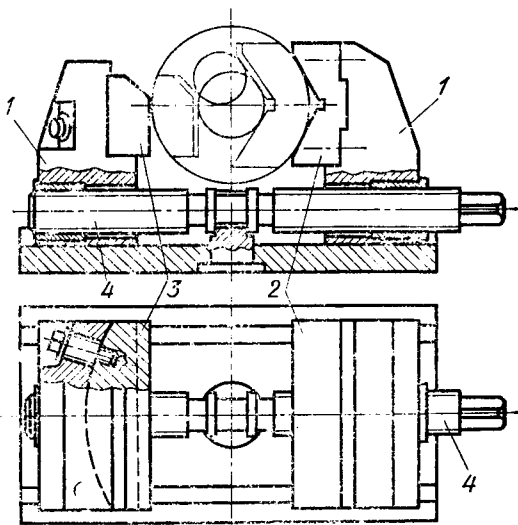


Рис. VIII.1. Универсальные переналаживаемые тиски

* Конструкция Е. К. Сорокина.

симости от размеров обрабатываемых деталей можно перемещать винтом 4 или переставлять в пазах плиты 5.

При обработке крупногабаритных деталей губку 3 снимают. Во время зажима обрабатываемой детали в сменной наладке тисков

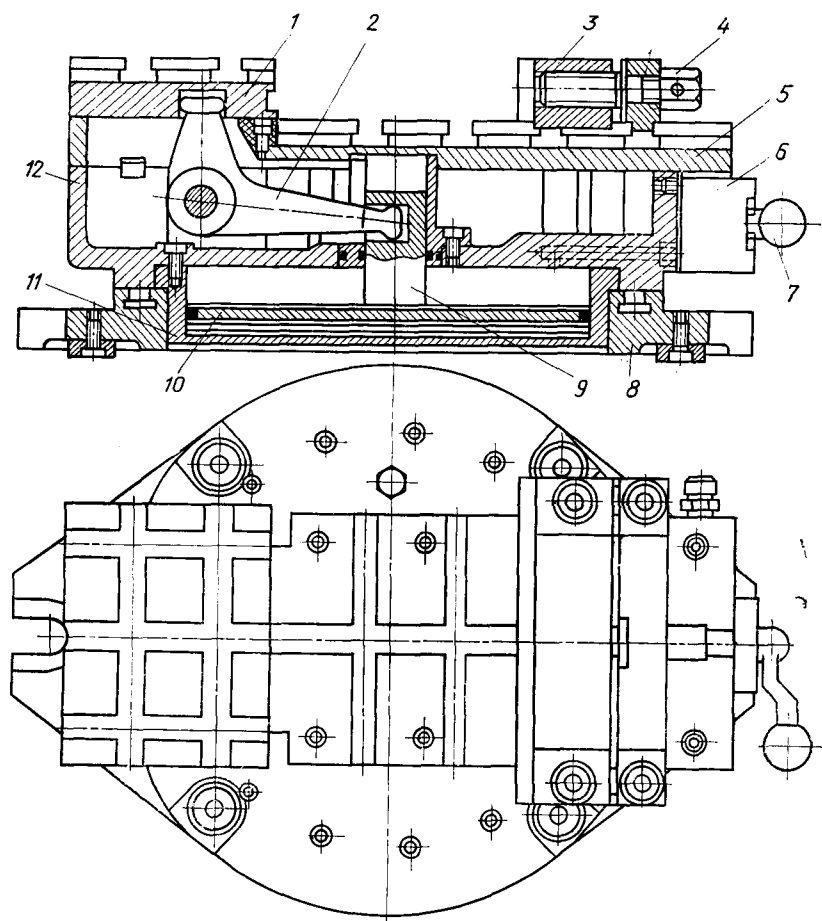


Рис. VIII.2. Универсальные поворотные тиски со встроенным поршневым пневмоприводом

сжатый воздух поступает в верхнюю полость пневмоцилиндра 11 и перемещает поршень 10 со штоком 9 вниз. При этом длинное плечо рычага 2, находящееся в пазу штока 9, опускается, а короткое плечо перемещает подвижную губку вправо, и деталь зажимается губками 1 и 3. Во время поворота рукоятки 7 золотник крана 6 пропускает сжатый воздух в нижнюю полость пневмоцилиндра 11. Сжатый воздух, нажимая на поршень 10, перемещает его со што-

ком 9 вверх. При этом длинное плечо рычага 2 поднимается вверх, а короткое плечо отводит губку 1 влево и деталь разжимается.

Сила зажима детали в тисках такой конструкции 39 200 Н при давлении сжатого воздуха в пневмоцилиндре 0,39 МПа. Верхняя часть тисков поворачивается на основании δ в горизонтальной плоскости на 360° .

Рассмотренные конструкции переналаживаемых тисков с механизированным приводом применяют в серийном и мелкосерийном производствах для зажима деталей, обрабатываемых на фрезерных станках.

§ VIII.2. Универсальные многоместные приспособления и делительные переналаживаемые столы

Универсальные многоместные приспособления. Применение сменных наладок в универсальных приспособлениях позволяет обрабатывать детали различных типоразмеров на фрезерных станках в мелкосерийном и серийном типах производства. Эти приспособления подразделяют на одно- и многоместные.

На рис. VIII.3, а, б показаны соответственно универсальное многоместное приспособление с встроенным пневмоприводом и сменной наладкой (кассетой) к нему. На плите 13 смонтирован пневмоцилиндр 12 с поршнем 11, установленным на штоке 10. В стойку (разрез Б—Б) запрессована ось 9, на которой установлен поворотный рычаг 8. Нижнее плечо этого рычага входит в паз штока 10, а верхнее плечо осью 7 связано с пальцем 6, перемещающимся во втулке 5.

Сменная наладка 3 имеет скалки 19, на которых закреплены неподвижные губки 1 и 20 и перемещающиеся по скалкам сменные губки 18. При установке в приспособлении сменной наладки неподвижные губки 1 и 20 опираются на штыри, а губка 1 еще ориентируется по прямоугольному выступу планки приспособления. Зажим наладки в приспособлении производится двумя прихватами 15, прижимающими ее к клиновидной направляющей 14.

Сжатый воздух из сети подается в распределительный кран 16, после поворота его рукоятки 17 поступает в верхнюю полость пневмоцилиндра 12 и перемещает поршень со штоком 10 вниз. Нижнее плечо рычага 8 штоком 10 опускается, а верхнее его плечо через палец 6 перемещает подвижные губки 18 по скалкам 19 до упора в губку 1. При этом обрабатываемые детали 2, установленные между губками 18, зажимаются.

После обработки деталей рукоятки 17 распределительного крана 16 поворачивается в другую сторону, сжатый воздух подается в нижнюю полость пневмоцилиндра 12 и перемещает поршень 11 со штоком 10 вверх. При этом шток поворачивает рычаг 8 на оси, верхнее его плечо отводит палец 6 вправо и обрабатываемые детали 2, установленные в подвижных губках 18, разжимаются и снимаются. Для правильной установки деталей по высоте применяется подвижный упор 4.

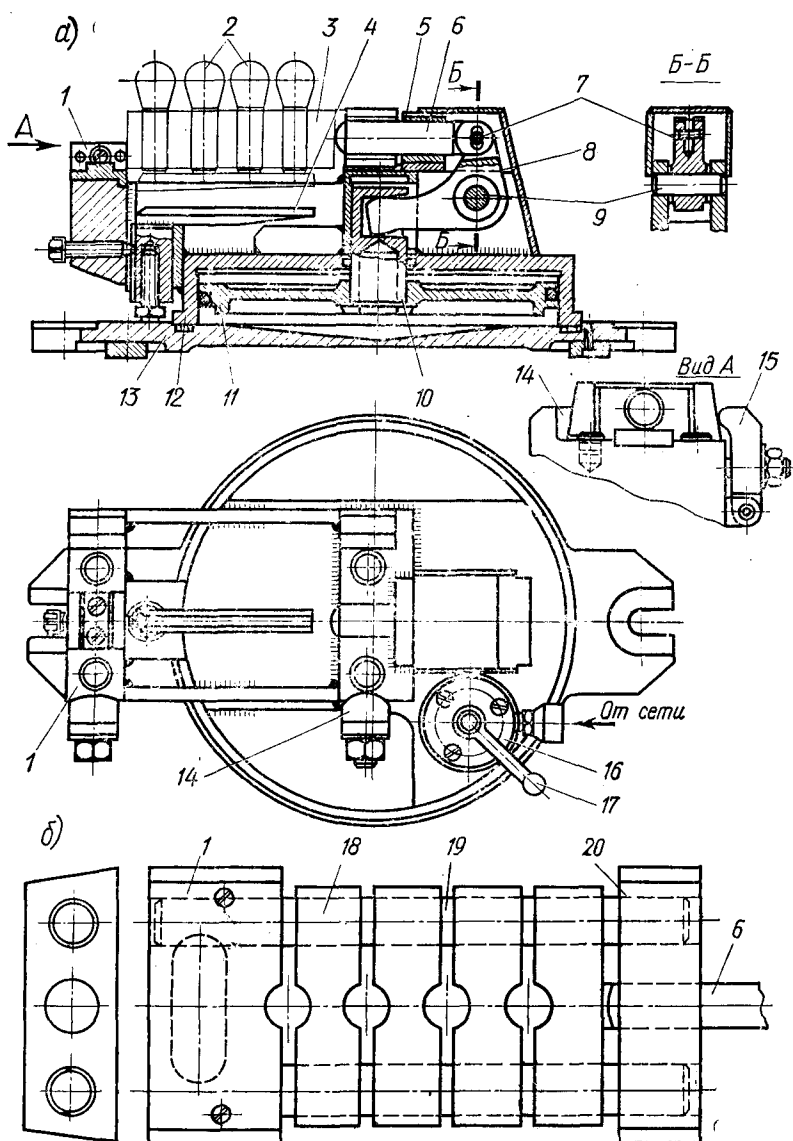


Рис. VIII.3. Универсальное многоточное приспособление со встроенным пневмоцилиндром (а) и сменной наладкой (б)

Универсальные делительные переналаживаемые столы. Универсальные делительные столы применяют для позиционной обработки одной или нескольких деталей комплектом фрез на фрезерных станках. Обрабатываемые детали устанавливают и закрепляют в сменных наладках, которые размещают на верхней поворотной части стола.

В основном делительные столы имеют ручной привод, но имеются делительные столы с механизированным приводом для поворота, фиксации, закрепления подвижной части стола и для зажима и разжима обрабатываемых деталей.

На рис. VIII.4 показан общий вид универсального делительного стола. Обрабатываемую деталь 3 устанавливают и закрепляют на верхнем поворотном столе 1 или в специальных сменных наладках 2, расположенных на поворотном столе. На поворотном столе 1 устанавливают детали, требующие в процессе их обработки поворота стола. Стол по окружности может быть разделен на 2, 3, 4, 6, 8 или 12 равных частей.

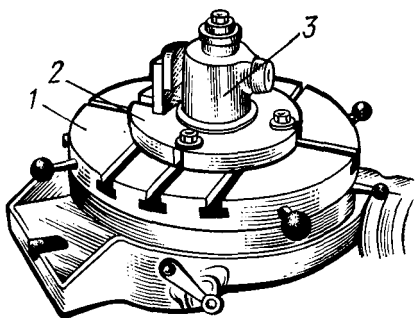


Рис. VIII.4. Общий вид универсального стола

На рис. VIII.5 показан универсальный делительный стол в разрезе. На неподвижном корпусе 1 стола установлена поворотная опора 2, жестко связанная с верхним поворотным столом 4. Внутри поворотного стола и его опоры 2 имеются выемки, образующие пневмокамеру. Диафрагма 7 пневмокамеры зажата по наружным плоскостям между поворотным столом 4 и опорой 2; внутренние плоскости диафрагмы жестко закреплены между двумя стальными дисками 6, установленными на штоке 5.

Поворачивая рукоятку распределительного крана 12 в соответствующую сторону, производят поочередную подачу сжатого воздуха в верхнюю или нижнюю полость пневмокамеры. При этом диафрагма 7 прогибается вниз или вверх и перемещает в соответствующих направлениях шток 5, который через промежуточные звенья в сменных наладках передвигает зажимные устройства к оси стола при зажиме детали и от оси при разжиме ее. Когда сжатый воздух выпускается из любой полости пневмокамеры через распределительный кран в атмосферу, то диафрагма 7 под действием упругих сил выпрямляется и возвращает шток 5 в исходное положение. Чтобы повернуть стол на нужный угол, перемещают рукоятку 13 фиксатора в соответствующую сторону. При повороте рукоятки по часовой стрелке фиксатор 15 под действием пружины входит в расположенную в делительном кольце втулку 16 и фиксирует поворот стола 4. Одновременно с вводом фиксатора 15 во втулку или выводом его из втулки поворотом рукоятки 13 стягивают или освобож-

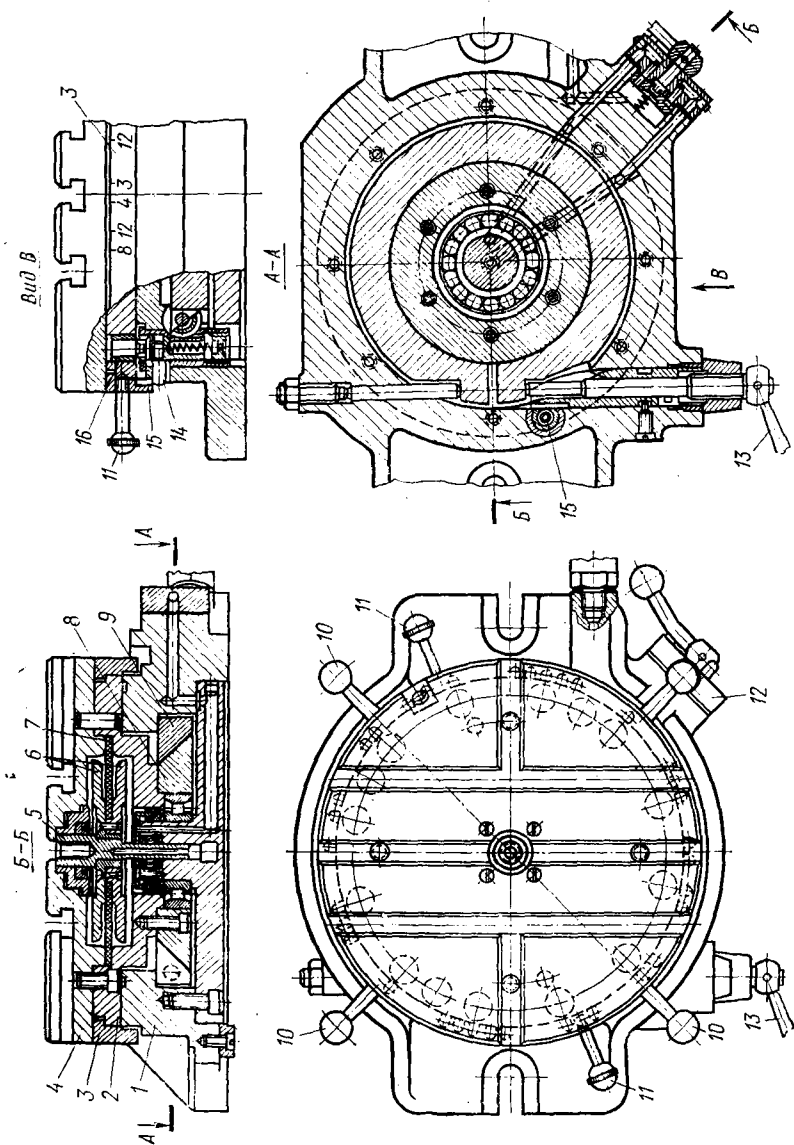


Рис. VIII.5. Универсальный делительный стол в разрезе

дают разрезной хомут 9. При стягивании хомут внутренней конической поверхностью, нажимая на кольцо 8, соединенное с поворотной опорой 2, прижимает опору с поворотным столом 4 к неподвижному корпусу 1. Во время поворота рукоятки 13 в другую сторону хомут 9 разжимается, фиксатор 15 выводится из втулки 16 и сжимает пружину, а стол 4 освобождается и поворачивается на требуемое деление. Стол с делительным кольцом поворачивают вручную рукояткой 10.

Заданное число делений окружности устанавливают по кольцу 3, поворачиваемому относительно оси стола 4 и закрепляемому на поворотной опоре 2 рукояткой 11 в таком положении, при котором цифра на кольце 3, соответствующая заданному числу делений, совмещается с риской на делительном столе 4. На внутренней поверхности кольца 3 имеются пазы, в которые входит штифт 14, запрессованный в фиксатор 15. Фиксатор может войти в фиксирующую втулку поворотной опоры 2 только в том случае, если паз на кольце 3 под штифт 14 совпадает со втулкой, соответствующей заданному числу делений. В другие втулки фиксатор не войдет.

При обработке деталей на данном универсальном поворотном столе различные цикловые приемы выполняют вручную.

§ VIII.3. Делительные головки

Делительные головки применяют для установки, зажима и периодического поворота или непрерывного вращения небольших деталей, обрабатываемых на фрезерных станках. Имеются различные конструкции делительных головок. Делительные головки в основном состоят из следующих частей: корпуса, поворотной части делительного устройства (фиксатора) и механизма зажима поворотной части. Имеются головки, в которых делительный механизм и механизм зажима заблокированы и управляются одной рукояткой. Делительные головки отличаются от делительных столов тем, что небольшие обрабатываемые детали устанавливают и зажимают в делительных головках, в центрах трехлачковых патронов, цангах, закрепляемых в шпинделе головки. Головки изготавливаются с горизонтальным или вертикальным расположением шпинделя или со шпинделем, который можно устанавливать в горизонтальном и вертикальном положениях.

Поворот, фиксацию и зажим поворотной части до обработки детали и разжим поворотной части, вывод фиксатора после обработки детали на многих делительных головках осуществляют вручную. Имеются делительные головки, в которых некоторые элементы рабочего цикла головки автоматизированы.

На рис. VIII.6 показана универсальная делительная головка с пневматическим цанговым зажимом; ее применяют для фрезерования шлицев, шестигранников и квадратов на деталях круглого и других сечений. Головку устанавливают и закрепляют на столе фрезерного станка. Шпиндель головки можно устанавливать в вертикальное и горизонтальное положение. Делительная головка со-

стоит из корпуса 9 со встроенным пневмоцилиндром, крышки 6, поршня 4 с уплотнением, полого штока 7, на котором установлены поршень 4 и радиально-упорный подшипник 8. Зажимной механизм головки включает в себя втулку 3 с внутренним конусом, винты 5, соединяющие шток 7 с втулкой 3, упорную гайку 2 и цангу 1 для зажима детали.

Сжатый воздух через штуцер 10 по каналу распределительного клапана 11 подается в полость Б пневмоцилиндра, встроенного в корпусе 9, и перемещает поршень 4 со штоком 7 и втулкой 3 вле-

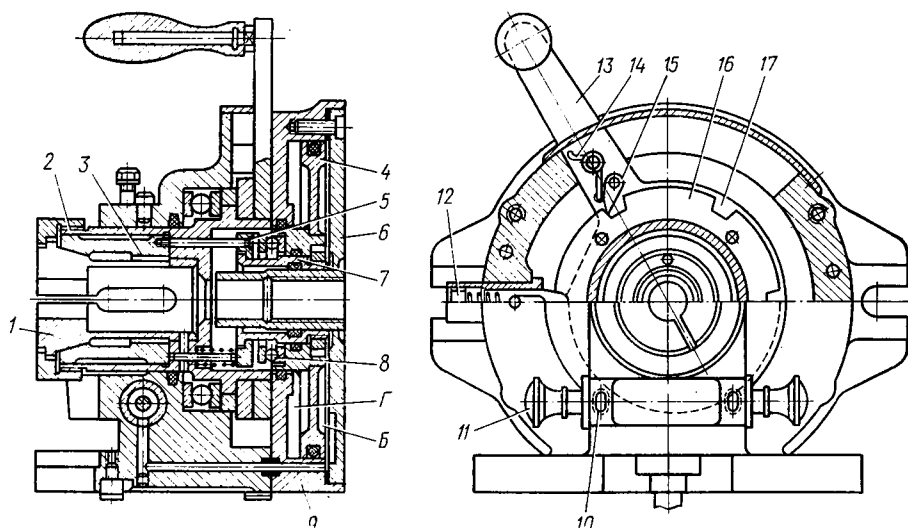


Рис. VIII.6. Универсальная делительная головка с цанговым пневматическим зажимом

во. При этом втулка, перемещаясь по конической поверхности цанги 1, сжимает ее лепестки, и деталь, установленная в цанге, закрепляется. После обработки детали сжатый воздух по другому штуцеру через клапан 11 поступает в полость Г пневмоцилиндра в корпусе 9; одновременно воздух из полости Б выходит в атмосферу. Под давлением сжатого воздуха поршень со штоком и втулкой перемещается вправо. Втулка прекращает нажим на лепестки цанги, они под действием упругих сил расходятся, и обработанная деталь разжимается.

Шпиндель головки с цангой и обрабатываемой деталью поворачивают на требуемый угол рукояткой 13. При вращении по часовой стрелке рукоятка поворачивает эксцентриковый диск, который спиральной наружной поверхностью выталкивает фиксатор 12 из паза 17 делительного диска 16, а собачка 15 под действием пружины 14 заскакивает в следующий паз диска 16. Во время вращения рукоятки 13 против часовой стрелки собачка 15 поворачивает делительный диск 16 вместе с цангой 1 и обрабатываемой деталью до тех

пор, пока фиксатор 12 не попадает в следующий паз делительного диска 16 и этим не зафиксирует поворот обрабатываемой детали в требуемое положение.

Сила зажима детали в цанге 11 760 Н, диаметр отверстия шпинделя 30 мм. Головка работает при давлении сжатого воздуха 0,39—0,49 МПа. К головке прилагается комплект сменных цанг для зажима деталей разных диаметров и поперечных сечений.

§ VIII.4. Приспособления для непрерывного фрезерования деталей

Приспособления для непрерывного фрезерования деталей разделяют на две разновидности: круглые поворотные столы с вертикальным или горизонтальным расположением плоскости стола; многопозиционные приспособления для непрерывного фрезерования деталей.

Поворотные столы применяют в серийном типе производства для непрерывного фрезерования плоских и других поверхностей у деталей, устанавливаемых в специальных наладках приспособлений, закрепленных по окружности стола.

Предельные отклонения от геометрической формы поверхностей круглых поворотных столов с ручным и механизированным приводами даны в мкм (ГОСТ 16935—71). Основные размеры круглых поворотных столов с ручным и механизированным приводами даны в мм (ГОСТ 15935—71). Круглые столы имеют по окружности шкалу с ценой деления 1°. Круглые столы изготовляют двух классов точности — нормального (Н) и повышенного (П) в соответствии с ГОСТ 16935—71. Круглые столы меньших диаметров $D=160\div 200$ изготовляют с ручным приводом, а средних и крупных диаметров $D=250\div 800$ (ГОСТ 16936—71) — с механизированным приводом.

Установка и снятие обрабатываемых деталей в приспособлениях поворотных столов производится рабочим вручную. Зажим и разжим деталей, обрабатываемых в приспособлениях поворотных столов, в основном производится механизированными приводами.

В массовом и крупносерийном производствах непрерывное фрезерование плоских поверхностей деталей различных типоразмеров производится на одно- и двухшпиндельных карусельно-фрезерных станках с круглым столом. На верхней поворотной части стола крепят сменные наладки или многоместные приспособления, в которых устанавливают и зажимают обрабатываемые детали. Непрерывное фрезерование плоскостей меньших деталей можно производить на универсально-фрезерных станках, оснащенных круглым вращающимся столом, на котором закреплены приспособления или сменные наладки.

В круглых столах поворот верхней части стола, а также зажим и разжим обрабатываемых деталей осуществляются пневматическими, гидравлическими или механическими приводами.

Универсальное многоместное поворотное приспособление (рис. VIII.7), применяемое на карусельно-фрезерных станках для непрерывного фрезерования плоскостей на деталях типа колец, рычагов, небольших корпусов, состоит из двух частей: нижней (неподвижной) и верхней (вращающейся). На вращающейся части — поворотном столе 1 — закреплен винтами 7 специальный узел, который состоит из круглых дисков 2 и 5, закрепленных винтами 9 на втулке

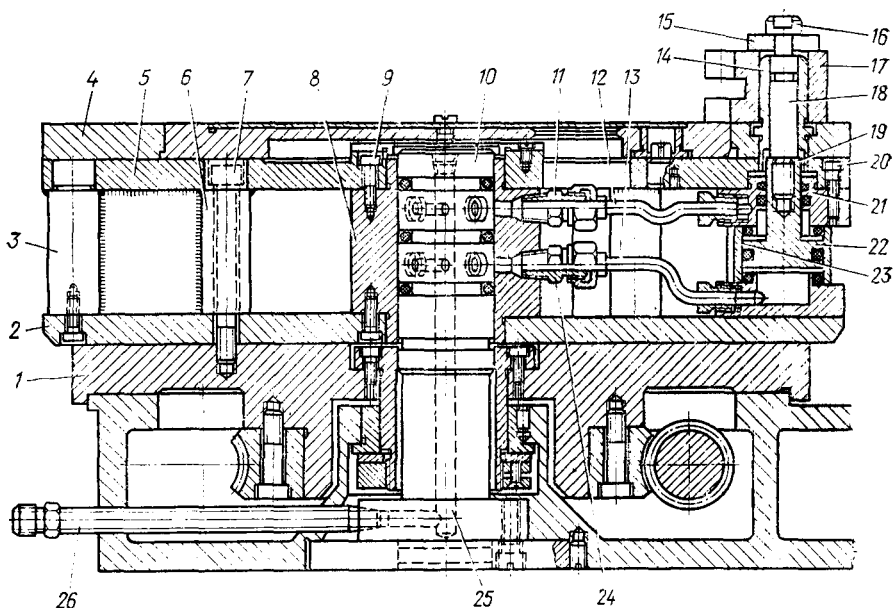


Рис. VIII.7. Универсальное многоместное приспособление с гидравлическим приводом, установленное на вращающемся столе фрезерного станка

8. Для большей жесткости между дисками 2 и 5 установлены стойки 3 и 6.

Вращающуюся часть приспособления центрируют на неподвижной оси 10. На верхней плоскости диска 5 закреплен сменный диск 4 со сменными наладками-втулками 14, на которых устанавливают и закрепляют обрабатываемые детали 17. В диске 5 имеется 12 отверстий, в которых установлены и закреплены винтами 20 фланцы 21 для крепления 12 гидроцилиндров 23. В неподвижной оси 10 имеется два вертикальных канала 25: один из них служит для подвода масла в полости гидроцилиндров, а другой — для отвода масла из полостей в гидроагрегат. Вертикальные каналы 25 в оси 10 через штуцеры 26 и резиновые шланги соединены с гидроагрегатом. Втулка 8 имеет два ряда радиально расположенных отверстий, в которые ввинчены штуцера 11, 24 и трубопроводы 12 и 13 для подвода и отвода масла к полостям гидроцилиндров 23. Из гидроагрегата масло под давлением подается через штуцер 26 в

один из вертикальных каналов 25 в оси 10. При вращении стола с обрабатываемыми деталями в направлении к фрезе верхнее горизонтальное отверстие в оси 10 соединяется с верхним отверстием во втулке 8, и масло через штуцер 11 по трубопроводу 12 поступает в верхнюю полость гидроцилиндра 23. Под давлением масла поршень 22 со штоком 19 и тягой 18 перемещается вниз и головкой 16 с быстросменной шайбой 15 зажимает обрабатываемую деталь 17. Одновременно масло в нижней полости гидроцилиндра 23 вытесняется поршнем 22 и по трубопроводу 13, штуцеру 24 уходит в вертикальный канал 25 в оси 10. При непрерывном круговом вращении верхней части приспособления детали закреплены в сменных наладках. Пройдя зону обработки, они поступают в зону установки и снятия деталей. Во время прохождения каждой деталью этой зоны нижнее горизонтальное отверстие в оси 10 сопрягается с нижним отверстием во втулке 8 и масло через штуцер 24 и трубопровод 13 поступает в нижнюю полость гидроцилиндра 23. Масло поднимает поршень 22 со штоком 19 и тягой 18, и обрабатываемая деталь разжимается. Одновременно масло из верхней полости гидроцилиндра вытесняется и по каналу 12 и штуцеру 11 поступает во второй вертикальный канал 25 в оси 10. Следовательно, в данном приспособлении осуществляются автоматический зажим и разжим обрабатываемых деталей, устанавливаемых вручную рабочим в сменных наладках. Приспособление можно применять в массовом производстве на различных фрезерных станках, используя для непрерывного фрезерования деталей сменные наладки или приспособления, изготавливаемые в соответствии с формой и размерами обрабатываемых деталей.

Универсальное переналаживаемое приспособление с ручной установкой и съемом, автоматическим зажимом и разжимом обрабатываемых деталей (рис. VIII.8) применяют для непрерывного фрезерования плоскостей различных деталей на карусельно-фрезерном двухшпиндельном станке. От редуктора вращение передается червячному валу 2, который вращает червячное колесо 3 вместе с закрепленным на нем столом 1. В корпус 4 нижним концом запрессован шлицевой вал 5, на верхнем конце которого закреплен плоский кулачок-копир 6.

При обработке деталей стол 1 вращается, роликовый подшипник 7 катится по профилю копира 6 и передвигает плунжер 10, который сжимает тарельчатые пружины 9, перемещает ползун 11 с кулачком 8 к обрабатываемой детали, и она прижимается к опоре 12. После обработки детали выходят из зоны фрезерования, роликовый подшипник 7 начинает сходиться с копира 6. Пружины 9 ослабевают, а ползун 11 с кулачком 8 стержнем 13 под действием упора 14 перемещается к центру, и обрабатываемая деталь разжимается. Кулачок 8 можно переставлять на рифленной поверхности ползуна 11.

При замене кулачков 8 и стержней 13 можно устанавливать и зажимать детали различных типоразмеров. На рис. VIII.8 внизу показаны секторы: I — установки и съема деталей (90°); II — за-

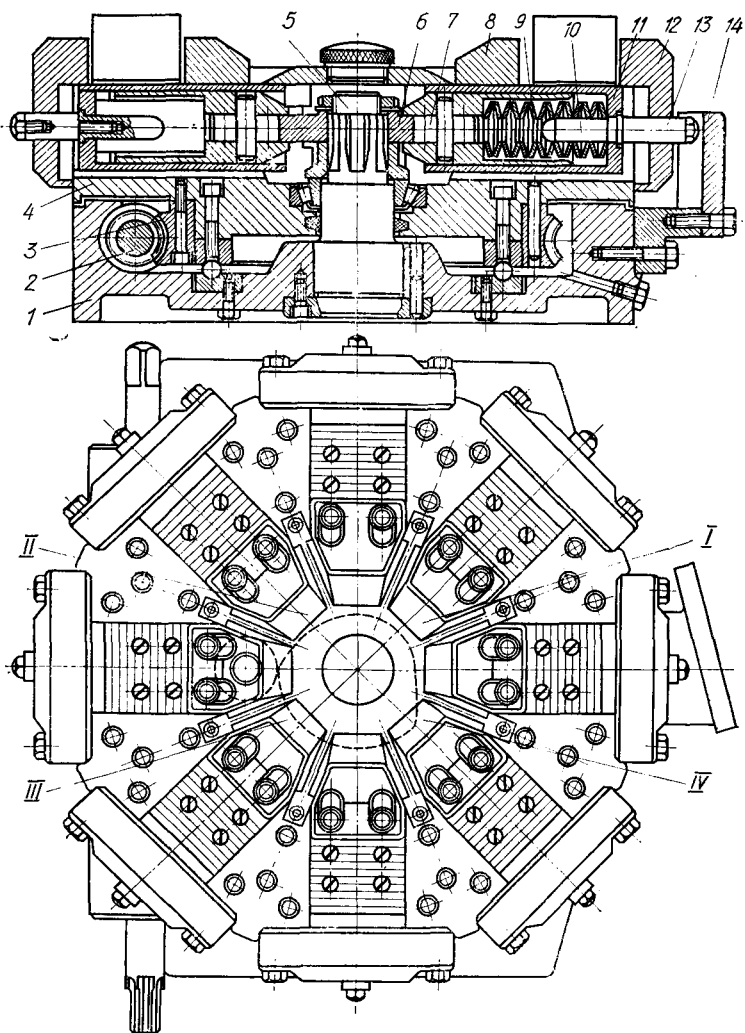


Рис. VIII.8. Универсальное многоместное приспособление с копиром для непрерывного фрезерования, установленное на вращающемся столе фрезерного станка

жима деталей (90°); *III* — обработки деталей (135°); *IV* — разжима деталей (45°). В соответствии с углом поворота этих секторов профилируется кулачок-копир 6.

§ VIII.5. Специальные фрезерные приспособления

Специальные приспособления на фрезерных станках применяют для обработки одинаковых деталей на определенной операции и специальном станке в крупносерийном и массовом типах производства. Эти приспособления классифицируют по числу одновременно обрабатываемых деталей (одноместные, многоместные приспособления) и по форме их установочных поверхностей (плоскость, отверстие и т. д.).

Многие конструкции специальных приспособлений изготавливают из стандартных и нормализованных деталей и узлов (ГОСТ

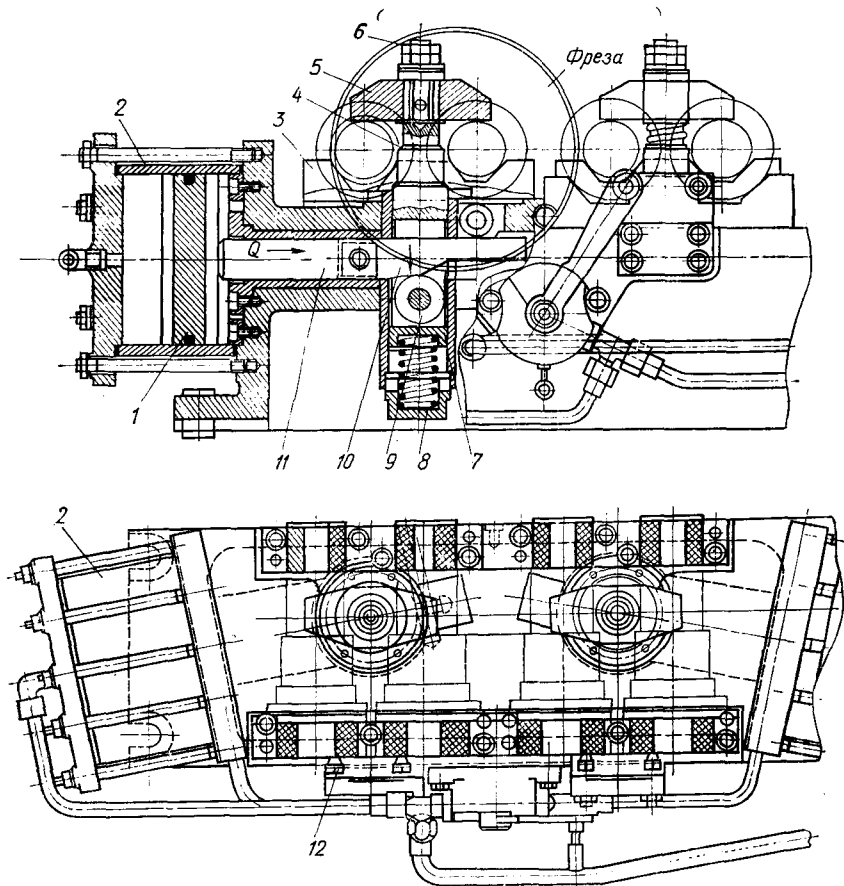


Рис. VIII.9. Четырехместное приспособление с поршневым пневмоприводом для фрезерования торцов валов

12947—67 — ГОСТ 12961—67 и МН 3196—62 — МН 3201—62), что значительно сокращает время и уменьшает себестоимость их изготовления по сравнению с изготовлением таких приспособлений из специальных деталей.

Специальное четырехместное приспособление для фрезерования торцов ступенчатых валиков (рис. VIII.9) имеет два пневмоцилиндра 2, каждый из которых производит зажим и разжим двух валиков. Валики устанавливаются на призмы 3 и ориентируются в продольном направлении торцовой поверхностью упорами 12. При зажиме двух валиков, установленных в приспособлении слева, сжатый воздух из сети поступает в левую полость пневмоцилиндра 2 и перемещает поршень 1 со штоком 11 вправо. При этом шток скосом 10 на конце нажимает на ролик 9 и перемещает его вместе с плунжером 7 вниз. На верхнем конце плунжера 7 болтом 6 с гайками закреплен прихват 5, который при опускании плунжера зажимает два валика, установленных в призмах.

Одновременно с левым пневмоцилиндром производит зажим двух валиков правый пневмоцилиндр. После обработки торцов валиков сжатый воздух подается в правую полость пневмоцилиндра 2 и перемещает поршень 1 со штоком 11 влево. При этом скос 10 на конце штока перестает нажимать на ролик 9 и пружина 8 перемещает плунжер 7 с роликом 9 и прихватом 5 вверх, валики разжимаются. Пружина 4 удерживает прихват 5 вверху при установке и снятии деталей. Правый пневмоцилиндр работает аналогично левому.

§ VIII.6. Приспособления для фасонного фрезерования

Фасонные поверхности деталей фрезеруют на универсально-фрезерных или на специальных копировальных станках. Обработываемые детали устанавливают и закрепляют в специальном приспособлении с копиром, который обеспечивает требуемое движение стола с деталью относительно фрезы. Подача производится с помощью следящих (электрических, гидравлических, механических) копировальных устройств. В электрических, гидравлических следящих копировальных устройствах копиры работают без нагрузки, а в механических — под значительной нагрузкой от сил резания. Поэтому копиры механических копировальных устройств должны быть износостойчивыми и жесткими, а копиры следящих систем не требуют особой прочности.

При фасонном копировальном фрезеровании продольное перемещение обрабатываемой детали производится вместе со столом фрезерного станка, а поперечное — специальным суппортом, передвигающимся поперек стола станка реечным устройством с подвешенным грузом. Груз прижимает ролик или копирный палец к копиру, сообщаящему поперечное движение суппорту. При обработке фасонных поверхностей деталей в копировальных приспособлениях с поступательно-вращательным движением непрерывное вращение круглого стола станка с обрабатываемой деталью производится

вручную или механически, а поступательное движение создается салазками стола через копир. При сложении двух движений на обрабатываемой детали получается заданный фасонный профиль.

Приспособление для механической копирующей обработки деталей 5 на вертикально-фрезерном станке (рис. VIII.10) имеет

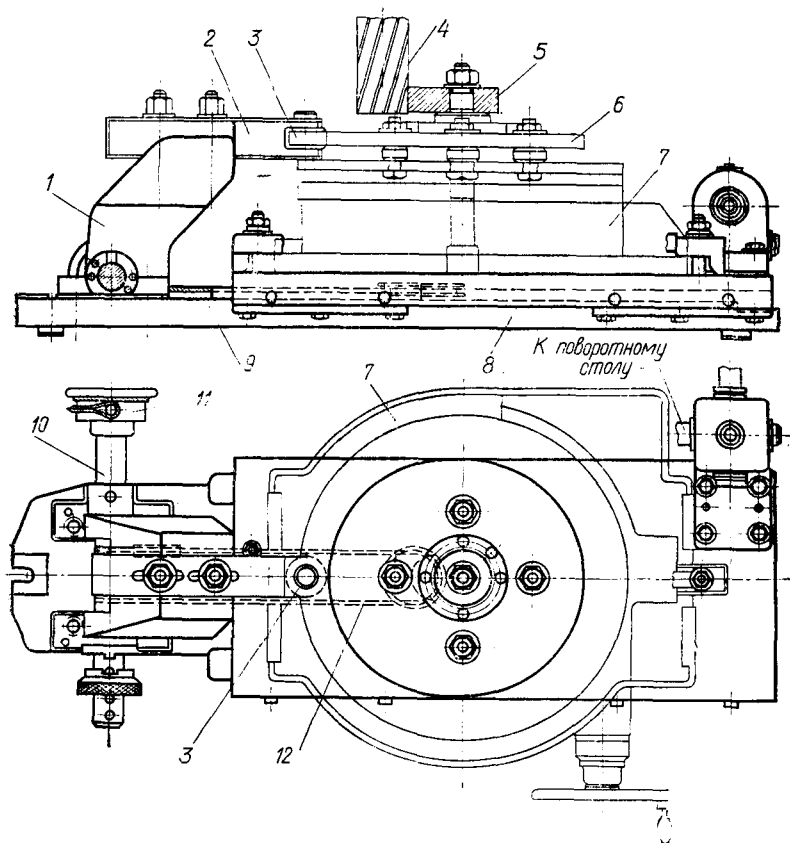


Рис. VIII.10. Приспособление для фрезерования профиля деталей по копиру

нормализованный круглый стол 7, который установлен и закреплен на специальной каретке 8, передвигающейся по плите 9 вдоль стола станка. На плите установлен кронштейн 1, в котором закреплены державка 2 с роликом 3, на оси 10 — шкив 11 с закрепленными на нем тросом и грузом. Каретка 8 связана с осью 10 тросом 12. Под действием груза шкив 11 с осью, стремясь повернуться против часовой стрелки, через трос 12 и каретку 8 прижимает во время обработки детали копир 6 к ролику 3. Обрабатываемая деталь 5 установлена на оправке над копиром 6. Фрезерование фасонного

профиля детали 5 производится при поступательно-вращательном движении стола 7 с копиром и деталью 1 относительно фрезы 4. Следовательно, фасонный профиль детали на копировально-фрезерных станках обрабатывают при продольном перемещении стола и поперечном движении каретки.

Профиль копира получают графическим или расчетным способом. Схема графического построения профиля копира для случая одностороннего фрезерования детали дана на рис. VIII.11. Профиль 1 детали 2 делят на равные участки, через которые проводят параллельные линии. Из точек 3, лежащих на пересечении этих линий с осью фрезы, проводят окружности 4 диаметром, равным диаметру фрезы. Эти окружности должны касаться обработанного профиля 1 детали 2. Затем из точек 3 откладывают вправо на параллельных линиях одинаковые отрезки $R = \text{const}$, равные расстоянию между осями фрезы 8 и копирного ролика 10, т. е. определяют путь копирного ролика по профилю копира 9.

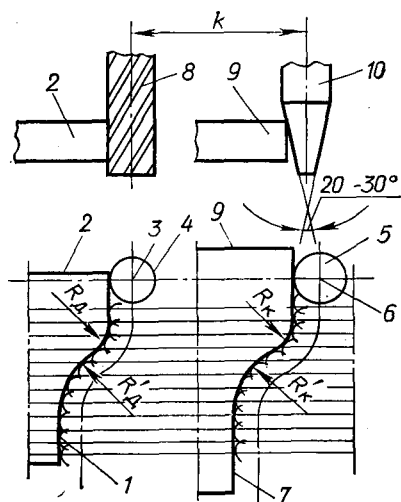


Рис. VIII.11. Схема построения профиля копира для одностороннего фрезерования детали

Из точек 6, лежащих на оси ролика копира, проводят окружности 5 диаметром, равным диаметру ролика 10. Далее проводят кривую 7 через точки касания, лежащие на окружностях 5. Кривая 7 является профилем копира. Радиус фрезы должен быть меньше минимального радиуса вогнутой

поверхности обрабатываемой детали.

Для механических копировальных приспособлений радиус профиля:

выпуклой поверхности копира

$$R_k = R_d + r_f - r_p;$$

вогнутой поверхности копира

$$R'_k = R'_d - r_f + r_p,$$

где R_k и R'_k — радиусы выпуклой и вогнутой поверхностей профиля копира; R_d и R'_d — радиусы выпуклой и вогнутой поверхностей профиля соответствующего участка обрабатываемой детали; r_f — радиус фрезы; r_p — радиус ролика копира.

Из формул следует, что если $r_f = r_p$, то $R_k = R_d$, т. е. профили копира и обрабатываемой детали одинаковы.

На рис. VIII.12 дана схема графического построения профиля копира для фрезерования детали, имеющей полузамкнутый или замкнутый наружный фасонный профиль, когда фреза и копирный палец расположены по одну сторону от оси вращения детали. Профиль 10 обрабатываемой детали 7 делят на равные отрезки. Из центра O вращения детали проводят через концы отрезков профиля радиальные линии. Из точек 4, расположенных на пересечении радиальных линий с осью фрезы, проводят окружности 1 диаметром, равным диаметру фрезы b . Эти окружности должны касаться обработанного профиля 10 детали 7. Далее из точек 4, вдоль радиальных линий откладывают отрезки $R = \text{const}$, равные расстоянию между осями фрезы и копирным роликом 5. Из точек 3, лежащих на оси копирного ролика 5, проводят окружности 2 диаметром, равным диаметру ролика. Затем проводят кривую 9 через точки касания, лежащие на окружности 2. Кривая 9 является профилем копира 8. Для этого случая радиус профиля копира

$$R_k = R + R_\pi + r_\phi - r_p,$$

где $R = \text{const}$ — расстояние между осями фрезы и копирным роликом, остальные обозначения прежние.

Копир и ролик изготавливают из стали 20, 20Х с термообработкой до твердости HRC 58—62.

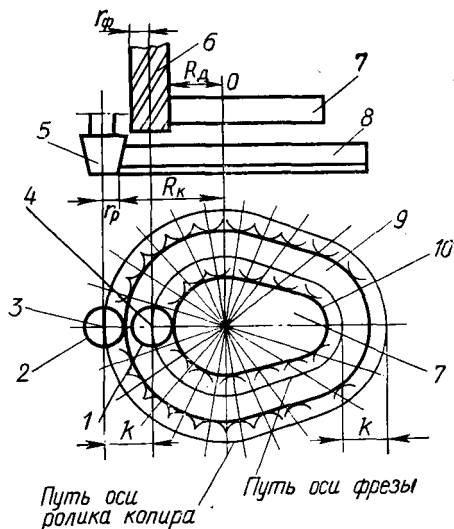


Рис. VIII.12. Схема построения профиля копира для фрезерования наружного профиля детали

§ VIII.7. Комплексная автоматизация фрезерных станков

При комплексной автоматизации автоматизируются все движения стола станка, а также работа станочного приспособления и загрузочного устройства для подачи деталей в приспособление и удаление обработанных деталей из него.

Схема пневмогидравлического устройства для автоматизации цикла обработки деталей на горизонтально-фрезерном станке моделей 680 и 610 (рис. VIII.13, а) включает: I — узел с пневмогидроаппаратурой для изменения подачи стола; II — узел с гидроаппаратурой для изменения величины подачи стола; III — пневмогидравлический цилиндр, в котором левая полость заполняется сжатым воздухом, а правая — маслом.

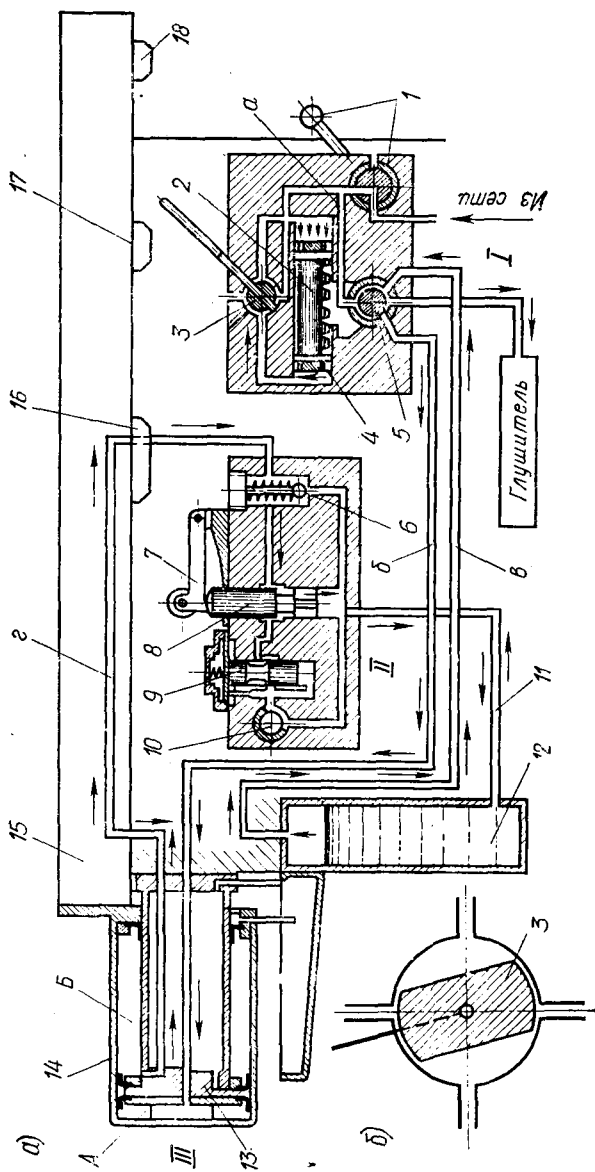


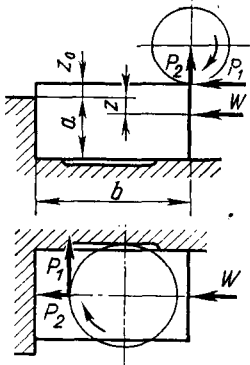
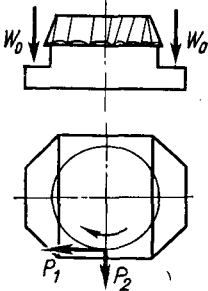
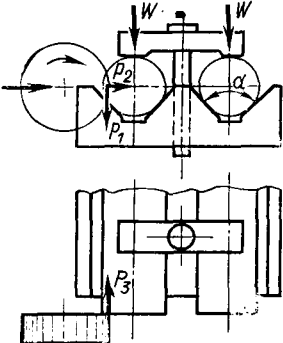
Рис. VIII.13. Схема пневмогидравлического устройства для автоматизации цикла работы фрезерного станка

При открытии пускового крана 1 сжатый воздух из сети через распределительный золотник 5 по трубе 6 поступает в левую полость А пневмогидравлического цилиндра 14 и производит ускоренное перемещение цилиндра влево вместе со столом 15 станка, с которым он жестко скреплен, а поршень 13 и его шток закреплены на неподвижной части станка и не перемещаются. При перемещении цилиндра 14 влево масло, находящееся в правой его полости Б, выдавливается через трубку 2, открытый клапан 8 гидравлической коробки и трубку 11 в бачок 12. Этот период цикла соответствует быстрому подводу стола с приспособлением и обрабатываемой деталью к фрезе. Во время дальнейшего перемещения стола упор 16, закрепленный в его боковом пазу, нажмет на ролик рычага 7, который переместит клапан 8 вниз, и подача масла в трубку 11 прекратится. При этом масло, вытесняемое из правой полости Б цилиндра 14, проходит через редукционный клапан 9, дроссель 10 и по трубке 11 поступает в бачок 12. Дроссель 10 уменьшает количество масла, проходящего в сети в единицу времени, поэтому скорость перемещения стола замедляется и происходит обработка детали. Редукционный клапан 9 обеспечивает постоянное давление перед дросселем 10 для получения постоянной рабочей подачи при изменении сил резания в процессе обработки детали на станке.

Упоры 17 и 18, закрепленные на столе станка, поворачивая рукоятку вспомогательного золотника 3, автоматически переключают распределительный золотник 5 и изменяют направление движения стола с деталью в процессе ее обработки. В конце рабочего хода стола упор 18 поворачивает рукоятку вспомогательного золотника 3, при этом поршень 2 вспомогательного цилиндра, перемещаясь вправо, переключает основной золотник 5, и сжатый воздух из сети по трубопроводу 8 поступает в верхнюю часть бачка 12. Под давлением сжатого воздуха масло вытесняется из бачка, по трубке 11 через обратный клапан 6 и трубку 2 поступает в правую полость Б цилиндра 14 и быстро перемещает цилиндр 14 со столом и обработанной деталью вправо. При этом находящийся в левой полости А цилиндра 14 воздух через трубку 6, золотник 5 и глушитель уходит в атмосферу.

При перемещении стола станка вправо в конечном положении упор 17 повернет рукоятку вспомогательного золотника 3 и цикл движения стола повторится в описанной последовательности. Вспомогательный золотник 3 обеспечивает мгновенное переключение основного распределительного золотника 5. При мертвом положении вспомогательного золотника 3 (рис. VIII.13, б) воздух из сети поступает в золотник 5 по каналу а и затем по трубке 6 в цилиндр, поэтому рабочая подача стола станка продолжается. Когда золотник 3 пройдет вертикальное положение, воздух из сети мгновенно переместит поршень 2 вправо и повернет золотник 5, связанный зубчатым колесом 4 с поршнем 2. При этом воздух из цилиндра 14 выходит в атмосферу, воздух из сети — в резервуар 12, а стол 15 быстро перемещается вправо. Затем упор 17 снова переключает золотники 3 и 1, и цикл работы станка повторяется.

Расчет сил зажима при обработке деталей
на фрезерных станках

Схема зажима	Расчетные формулы стола зажима, Н (кгс)
	$W = K \frac{P_2(b + af) + P_1 z_0}{af^2 + bf + z}$
	$W = \frac{K}{f} \sqrt{P_1^2 + P_2^2}$ $W_0 = W/n$
	$W = \frac{K}{f} \sin(\alpha/2) \sqrt{P_1^2 + P_2^2 + P_3^2}$

W — сила зажима детали, Н (кгс); P_1, P_2, P_3 — составляющие силы резания, Н (кгс); f — коэффициент трения на рабочих поверхностях зажимов (для гладких поверхностей $f=0,25$; с крестообразно нарезанными канавками $f=0,45$); K — коэффициент запаса; n — число прихватов; α — угол призмы.

Применение пневмогидравлических устройств для автоматизации цикла работы станка не требует значительных изменений конструкции станка.

В табл. VIII.1 даны формулы для определения сил зажима деталей, обрабатываемых на фрезерных станках при различных схемах зажима.

ГЛАВА IX

ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ ЗУБОРЕЗНЫХ И ПРОТЯЖНЫХ СТАНКОВ

Установка и зажим зубчатых колес при нарезании на них зубьев производятся на различных приспособлениях. Способ обработки зубьев определяет вид приспособления к зубообрабатывающим станкам. В зависимости от группы станка эти приспособления делят на типы: зубофрезерные, зубодолбежные, зубострогальные, зубошвинговальные, зубошлифовальные и т. д. Конструкция приспособления к зубообрабатывающим станкам зависит также от габаритных размеров зубчатых колес, степени точности их изготовления, формы и размеров базовых поверхностей и от установочных мест стола или шпинделя станка, на которые приспособление устанавливают.

В зависимости от формы зубчатого колеса и длины ступицы основной установочной базой может быть отверстие или плоская торцовая поверхность ступицы или обода колеса.

При нарезании зубчатых колес с невысокой степенью точности, а также при предварительном нарезании зубьев зубчатые колеса устанавливают на жестких оправках (посадка А/С, А/Д) с небольшим зазором. При нарезании зубчатых колес с более высокой степенью точности установка — центрирование производится на оправках без зазора.

В случае установки зубчатого колеса на оправку с зазором получается несовпадение осей колеса и стола станка, что создает радиальное биение основной и делительной окружностей колеса, равное двойному эксцентриситету или максимальному зазору между поверхностью отверстия колеса и посадочной поверхностью оправки. Поэтому для точного центрирования применяют оправки, обеспечивающие беззазорную посадку колес на оправку.

На точность нарезания зубьев колес большое влияние оказывает правильность установки и центрирования зуборезных приспособлений на станке, ось которых должна совпадать с осью вращения стола станка. Биение оправки для нарезания зубьев колеса должно быть не более 0,005—0,004 мм.

В настоящее время на заводах серийного типа применяют оправки к зуборезным станкам с ручным зажимом, а на заводах крупносерийного и массового производств — приспособления к зуборезным станкам с механизированным приводом. Имеются приспособления, в которых автоматизированы все элементы цикла зубонарезания: установка, зажим, разжим и съем нарезаемого колеса.

§ IX.1. Приспособления для зуборезных станков

Приспособление с цанговым пневматическим зажимом (рис. IX.1) для фрезерования зубьев цилиндрических зубчатых колес червячной фрезой 7 устанавливают на зубофрезерном столе станка и закрепляют винтами 17. При переключении распределительного крана сжатый воздух через штуцер 13 поступает в верхнюю полость

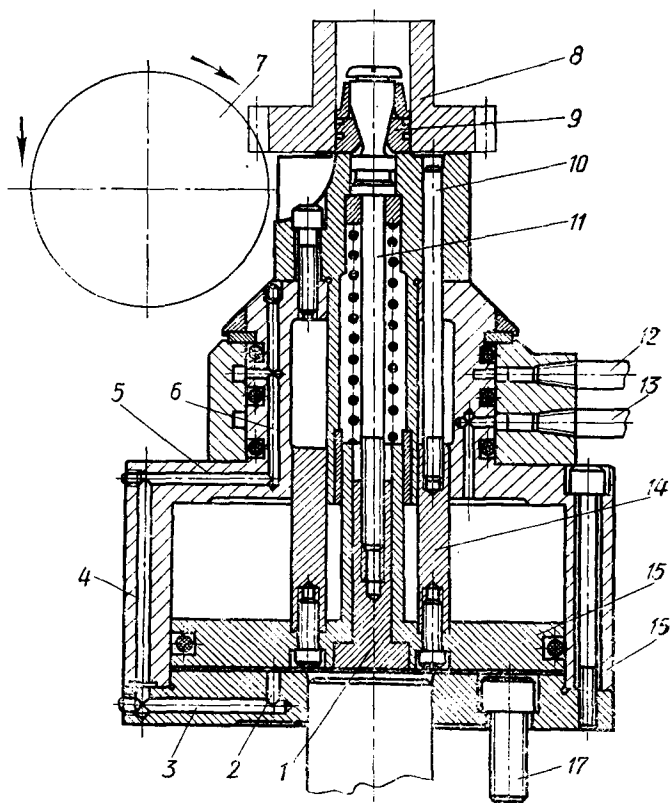


Рис. IX.1. Приспособление с поршневым пневмоприводом для фрезерования зубьев цилиндрического колеса

пневмоцилиндра, встроенного в корпусе 16 приспособления, и перемещает поршень 15 со штоком 1 и тягой 11 вниз. При этом тяга верхним коническим концом разжимает цангу 9, которая зажимает обрабатываемое колесо 8. После нарезания зубьев на колесе распределительный кран переключается, и сжатый воздух через штуцер 12 и воздушные каналы 6, 5, 4, 3, 2 в пневмоцилиндре и его крышке поступает в нижнюю полость пневмоцилиндра и перемещает поршень 15 со штоком 1 и тягой 11 вверх. Верхний конический конец тяги выходит из отверстия цанги 9, которая под действием упругих сил сжимается, и обработанное колесо 8 освобождается.

ется от зажима. При движении поршня вверх с ним перемещается втулка 14 и стержнями 10 снимает колесо 8 с цанговой оправки. Далее цикл обработки зубчатого колеса повторяется.

На рис. IX.2 показано приспособление для фрезерования зубьев цилиндрических зубчатых колес, установленных пакетом. Обрабатываемые колеса устанавливают в приспособлении и снимают вручную, а зажим и разжим колес производится пневмоприводом.

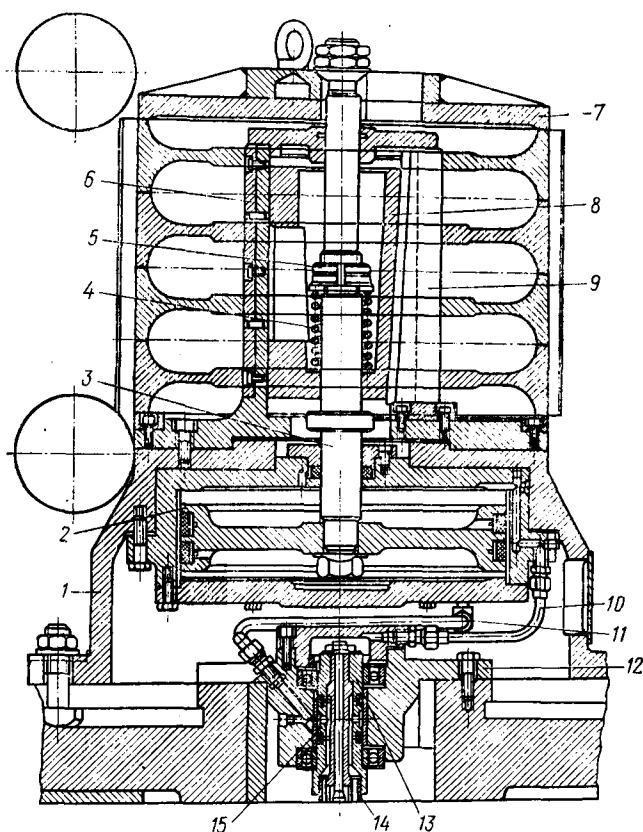


Рис. IX.2. Приспособление с поршневым пневмоприводом для фрезерования зубьев у нескольких цилиндрических колес

Приспособление размещают на столе зубофрезерного станка и его корпус 1 крепят болтами. Внутри корпуса встроен пневмоцилиндр с поршнем 2 и крышкой. В приспособлении расположена плавающая втулка 8 с клиньями 9. На корпусе 1 приспособления установлена и закреплена винтами втулка, на наружной поверхности которой закреплены шесть шпонок 6. Обрабатываемые зубчатые колеса центральным базовым отверстием устанавливают и предварительно центрируют шестью шпонками 6 неподвижной втулки.

Поочередная подача сжатого воздуха в полости пневмоцилиндра производится при переключении золотника распределительного крана. От распределительного крана сжатый воздух по трубопроводу подается к воздухоприемнику и затем в одну из полостей пневмоцилиндра.

Во втулке 15, запрессованной в корпусе 12 воздухоприемника, расположен на шарикоподшипниках невращающийся воздухораспределитель 13, закрепленный на воздухоподводящей трубе 14, которая жестко связана с неподвижной частью станка.

После установки пакета зубчатых колес на приспособление кладут быстросъемную шайбу 7. Далее переключают распределительный кран на зажим, сжатый воздух от него по трубопроводу 14 и каналам воздухораспределителя 13 через трубу 10 поступает в верхнюю полость пневмоцилиндра и перемещает поршень 2 со штоком 3 вниз. Закрепленная на штоке гайка 5 сжимает пружину 4, которая перемещает плавающую втулку 8 с клиньями 9 вниз. При этом клинья раздвигаются и окончательно центрируют обрабатываемые детали. Во время дальнейшего опускания поршня 2 вниз шток 3 гайками на его верхнем конце прижимает шайбу 7 к деталям и они закрепляются.

После нарезания зубьев на колесах распределительный кран переключается на разжим и сжатый воздух от распределительного крана через воздухораспределитель 13 по трубопроводу 11 поступает в нижнюю полость пневмоцилиндра. При этом сжатый воздух перемещает поршень 2 со штоком 3 вверх. В начале перемещения вверх штока гайки на его верхнем конце отходят от шайбы 7, а при дальнейшем подъеме цилиндрический выступ штока упирается в нижний торец плавающей втулки 8. Клинья 9, перемещаясь в Т-образных пазах втулки 8, сдвигаются к центру, обрабатываемые детали освобождаются от зажима и центрирования, затем снимают шайбу 7 и обрабатываемые детали. Далее рабочий устанавливает в приспособление следующий пакет деталей, ставит шайбу 7, производит соответствующее переключение распределительного крана, и цикл обработки деталей повторяется. Приспособление применяют в крупносерийном и массовом типах производства.

На рис. IX.3 показано приспособление для установки и зажима конических колес при нарезании зубьев на зуборезном станке. Обрабатываемое колесо 5 центральным базовым отверстием устанавливается на шейку сменного фланца 4 оправки 3. Зажим и разжим детали производятся при соответствующем перемещении поршня со штоком в пневмоцилиндре. Шток пневмоцилиндра через тягу 1 жестко соединен с валиком 2.

При подаче сжатого воздуха в штоковую полость пневмоцилиндра поршень со штоком, тягой 1 и валиком 2 перемещаются вправо. Валик нажимает головкой 7 на две шайбы 6 и 8, и колесо зажимается между фланцем 4 оправки и съемной шайбой 6. При подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость пневмоцилиндра (на рис. IX.3 пневмоцилиндр отсутствует) поршень со штоком, тягой 1 и валиком 2 перемещается влево. Головка валика отходит от шайб,

и обработанное колесо разжимается. Чтобы снять шайбу 6, установленную в выемке зубчатого колеса, ее поворачивают до совмещения трех выемок с соответствующими выступами шайбы 8 и снимают. Затем снимают коническое колесо с нарезанными зубьями, устанавливают следующее колесо, ставят шайбу 6, зажимаю деталь и цикл обработки повторяется.

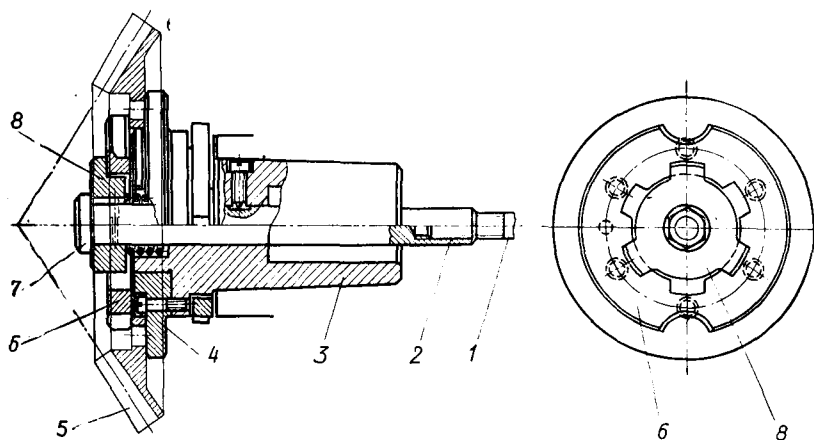


Рис. IX. 3. Приспособление с пневмоприводом для нарезания зубьев конических колес на зуборезном станке

§ IX.2. Приспособления для протяжных станков

Протягивание различных отверстий, как предварительно обработанных, так и необработанных (штампованных), производится соответствующими протяжками. При протягивании обрабатываемая деталь центрируется и направляется относительно оси протяжки самой протяжкой. В процессе протягивания сила резания прижимает обрабатываемую деталь к опорной поверхности планшайбы, установленной в отверстии станины станка. При протягивании отверстия обрабатываемую деталь не закрепляют в приспособлении, поэтому приспособления не имеют специальных зажимных устройств. Протягивание различных отверстий в деталях координатным методом применяют реже. При обработке этим методом детали устанавливают в специальном приспособлении, которое обеспечивает расположение оси протянутого отверстия относительно других базовых поверхностей детали с заданной точностью. Для протягивания отверстий в деталях с необработанными базовыми торцами необходимо применять приспособления со сферическими самоустанавливающимися опорами. При пользовании жесткими опорами протяжка может сломаться.

На рис. IX.4, а показано нормализованное приспособление со сферической самоустанавливающейся опорой, применяемое для протягивания круглых и шлицевых отверстий в различных деталях.

На сферическую поверхность 1 планшайбы 2 шаровой поверхностью установлена самоустанавливающаяся опорная шайба 3 со сменной втулкой 4. При протягивании отверстия в детали с необработанными торцами шайба 3 может свободно перемещаться по сферической поверхности 1 планшайбы 2 и обеспечивать правильное положение оси протяжки относительно оси протягиваемого отверстия. Шайба 3 прижимается к сферической поверхности планшайбы 2 четырьмя плоскими пружинами 5.

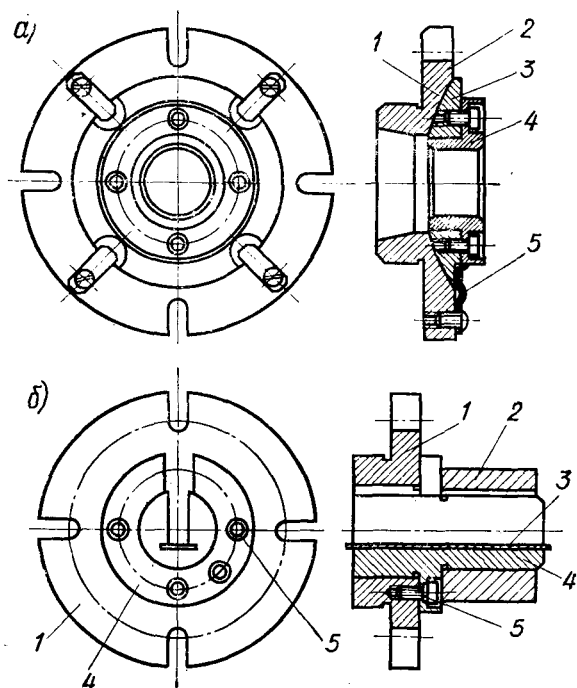


Рис. IX.4. Приспособления для протягивания отверстий в деталях (а) и шпоночных пазов (б)

Для правильной работы шаровой самоустанавливающейся шайбы 3 необходимо выполнить требование

$$L/R \geq \sin \varphi,$$

где L — расстояние от оси сферической опоры до точки приложения силы, действующей на торец этой опоры; R — радиус сферической опоры; φ — угол трения на сопрягаемых сферических поверхностях; $\operatorname{tg} \varphi = f$ (f — коэффициент трения на сферических поверхностях).

На рис. IX.4, б показано приспособление для установки различных деталей при протягивании в них шпоночных пазов на протяжных станках. На планшайбы 1 винтами 5 закреплена направляющая втулка 4, на которую центральным базовым отверстием ус-

танавливают обрабатываемую деталь 2. Направляющая втулка 4 имеет прямоугольный паз, в котором установлена закаленная сменная пластина 3. Пластина при износе протяжки обеспечивает заданное расстояние между нижней опорной поверхностью шпоночной протяжки и осью отверстия обрабатываемых деталей. Направляющая втулка 4 также обеспечивает симметричное перемещение шпоночной протяжки относительно вертикальной плоскости, проходящей через ось шпонки обрабатываемой детали.

Детали при наружном протягивании плоских и фасонных поверхностей устанавливают и закрепляют в специальном одно- или многоместном приспособлении, в котором зажим и разжим обрабатываемых деталей производится от гидро- или пневмопривода. Протягивание наружных поверхностей деталей осуществляется специальными протяжками на вертикально-протяжных станках в крупносерийном и массовом производствах.

Г Л А В А Х

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СПЕЦИАЛЬНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Принципиальную схему конструкции специального станочного приспособления выполняет технолог, проектирующий технологический процесс обработки детали. Конструкцию приспособления по схеме, предложенной технологом, разрабатывает конструктор по технологической оснастке. В массовом крупносерийном и частично в серийном производствах технолог при проектировании технологического процесса изготавливает операционные эскизы механической обработки детали для всех основных операций. При этом технолог намечает установочные базовые поверхности, схему установки детали в приспособлении и места ее зажима.

Расположение детали на схеме приспособления должно соответствовать ее положению в станочном приспособлении при обработке детали на соответствующем станке. В случае установки детали в приспособление не по конструктивным, а по вспомогательным технологическим базам технолог должен рассчитать погрешности базирования и произвести пересчет допусков на базисные размеры и на эскизе детали проставить новые расчетные допуски. Конструктор, получив от руководителя группы задание на разработку специального станочного приспособления для обработки деталей на соответствующем станке, проводит следующую работу:

1. Изучает принципиальную схему конструкции специального приспособления, разработанного технологом, в которой указан способ базирования и закрепления детали.

2. Изучает рабочие чертежи заготовки и готовой детали с техническими условиями.

3. Знакомится по технологической карте с технологическим процессом механической обработки детали.

4. Изучает операционный эскиз механической обработки детали на соответствующей операции и станке и схему ее установки и закрепления в проектируемом приспособлении.

5. Знакомится со станком, на котором будет установлено проектируемое специальное приспособление.

6. Изучает в механическом цехе условия работы проектируемого приспособления и решает с инженерно-техническими работниками цеха возникшие вопросы и выявляет их предложения и пожелания.

7. В заключение конструктор с технологом решают ряд вопросов, возникших у конструктора в процессе ознакомления с заданием: узнают годовую программу выпуска деталей, обсуждают схему конструкции приспособления, определяют экономический эффект от применения приспособления и окончательно устанавливают оптимальный вариант схемы конструкции приспособления.

8. Далее конструктор на основании принятой схемы приспособления конструктивно оформляет элементы приспособления и его общую компоновку с необходимыми проекциями и разрезами.

При проектировании конструкции приспособления конструктор использует следующие материалы:

1. Нормали, стандарты и ГОСТы на разные детали и узлы станочных приспособлений и механизированных приводов.

2. Чертежи приспособлений, применяемых на данном заводе для обработки аналогичных деталей.

3. Чертежи конструкций специальных и групповых приспособлений, применяемых на других заводах.

После разработки конструкции приспособления конструктор должен показать технологу чертежи приспособления и получить его согласие на изготовление данной конструкции в металле.

При проектировании приспособления конструктор должен проводить работу в определенной последовательности. Рассмотрим последовательность проектирования приспособления для конкретной детали. Дано задание спроектировать конструкцию кондуктора для сверления трех отверстий в детали, эскиз которой представлен на рис. X.1. В детали требуется просверлить одноступенчатое отверстие 4 в малой головке, одно отверстие 2 в приливе 12 этой же головки и одноступенчатое отверстие 10 с резьбой в приливе 9 большой головки. Основная база детали: обработанное отверстие 8

большой головки $\varnothing 35A_3$ с шероховатостью поверхности $Rz 20 \sqrt{\quad}$

и нижние торцы 1 и 3 большой и малой головок, обработанные с шероховатостью $Rz 13 \sqrt{\quad}$.

Вначале вычерчивают контур обрабатываемой детали в требуемом количестве проекций на таком расстоянии, чтобы оставалось достаточно места для размещения на этих проекциях всех деталей

и узлов приспособления. Контур обрабатываемой детали показывают тонкими сплошными или штрихпунктирными линиями, чтобы она выделялась на чертеже приспособления.

Вокруг контура детали сначала вычерчивают направляющие детали приспособления, в данной конструкции сменные кондукторные втулки 5, 6, 11, установленные в постоянные втулки 7 (рис. X.1, а, б). Затем выбирают и вычерчивают установочные (центрирующие) или опорные детали приспособления: неподвижный установочный палец 13, упор 15 и подвижную опору 14 (рис. X.1, в, г). Далее определяют и вычерчивают зажимные и вспомогательные детали приспособления (рис. X.2, а, б). В заключение выбирают

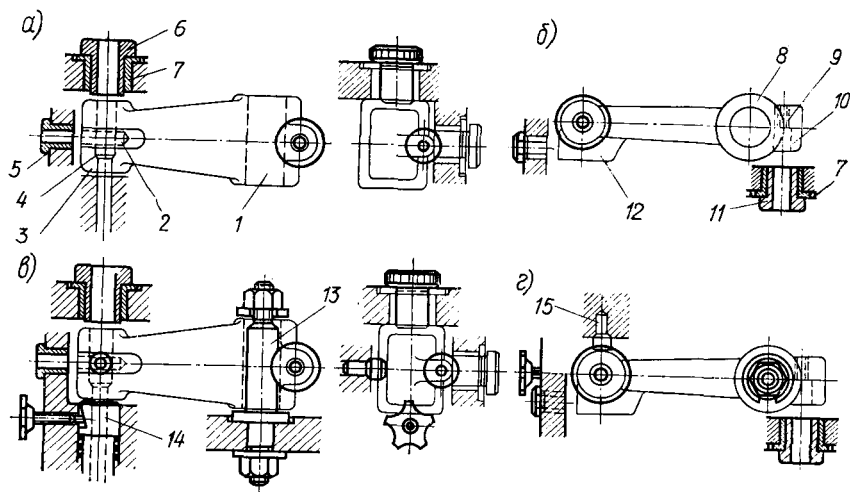


Рис. X.1. Начальный этап проектирования специального кондуктора

форму и размеры, а также материал деталей приспособления и монтируют все детали и узлы в корпусе приспособления (рис. X.2, в, г).

Спроектированную конструкцию специального приспособления вычерчивают в нескольких проекциях, а также дают требуемые разрезы и сечения, необходимые для пояснения работы конструкции приспособления. Общие виды проекции приспособления следует вычерчивать в масштабе 1 : 1. Проекция общих видов приспособления должны иметь габаритные размеры. На проекциях проставляют контрольные размеры с допусками, определяющими точность взаимного расположения деталей приспособления, которые обеспечивают точность расположения поверхностей обрабатываемых деталей в данном приспособлении.

Точность работы приспособления, изготавливаемого инструментальным цехом, проверяют в механическом цехе путем контроля размеров деталей, обрабатываемых в данном приспособлении. Для спроектированного кондуктора контрольными размерами яв-

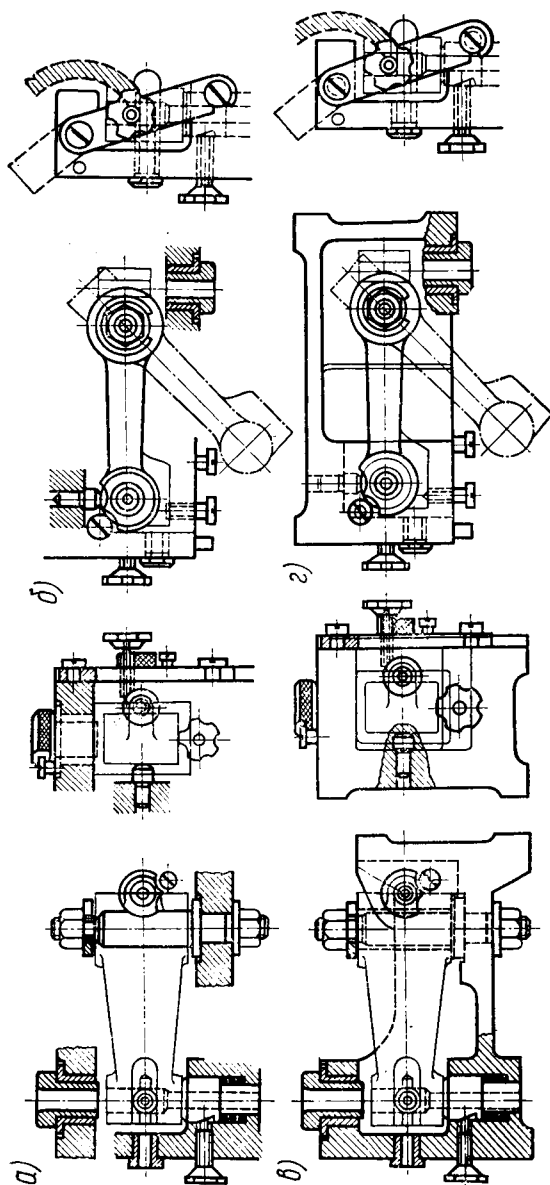


Рис. X.2. Конечный этап проектирования специального кондуктора

ляются размеры диаметров направляющих кондукторных втулок, расстояние от этих осей до базовых поверхностей установочных или опорных деталей приспособления.

На чертеже общего вида приспособления указывают технические условия на приспособление и его габаритные размеры. На чертеже проекций приспособления на сопрягаемых поверхностях деталей должны быть проставлены классы точности с посадками, а также допуски на взаимную непараллельность, перпендикулярность поверхностей установочных элементов и осей центрирующих деталей приспособления.

В технических условиях задают требуемую точность сборки отдельных деталей приспособления и указывают его отладку, методы проверки при установке на станке и т. д.

На чертеже общего вида приспособления дают нумерацию всех деталей, входящих в приспособление, их спецификацию с указанием материала и марки, номера ГОСТов или нормалей. После изготовления проекций общего вида приспособления производится его детализовка. Рабочие чертежи приспособления изготавливают только на специальные детали.

Далее чертежи приспособления передают в инструментальный цех завода, где изготавливают приспособление в металле. После этого инструментальный цех проверяет приспособление и сдает его в центральный инструментальный склад или в механический цех, где оно проходит испытание на станке. Приспособление считается годным, если обработанная в нем деталь соответствует чертежу и техническим условиям на ее изготовление.

При проектировании приспособлений следует рассчитывать: 1) погрешности установки детали; 2) погрешности настройки станка; 3) погрешности обработки; 4) суммарную погрешность обработки деталей в данном приспособлении; 5) силы зажима детали в приспособлении в зависимости от сил резания и их моментов, действующих на деталь при ее обработке на станке; 6) для приспособлений с механизированным приводом диаметр цилиндра (поршня) или диаметр диафрагмы и осевую силу на штоке механизированного привода, передаваемую через промежуточные звенья зажимным устройствам приспособления.

При разработке конструкции станочного приспособления необходимо строго придерживаться единой системы конструкторской документации, в которой указаны общие правила выполнения чертежей (ГОСТ 2.301—68; 2.316—68; 2.317—69; 2.101—68—2.108—68; 2.109—73; 2.770—68; 2.780—68 — 2.782—68).

ГЛАВА XI

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Экономический эффект от применения приспособлений определяют путем сопоставления годовых затрат и годовой экономии для сравниваемых вариантов обработки деталей. Годовые затраты со-

стоят из амортизационных отчислений и расходов на содержание и эксплуатацию приспособления. Годовая экономия получается за счет снижения трудоемкости изготовления обрабатываемых деталей, т. е. за счет сокращения затрат на заработную плату рабочих-станочников и уменьшения цеховых накладных расходов.

Применение приспособления экономически выгодно в том случае, если годовая экономия от его применения больше годовых затрат, связанных с его эксплуатацией. Экономическая эффективность применения любого приспособления определяется также величиной срока окупаемости, т. е. срока, в течение которого затраты на приспособление будут возмещены за счет экономии от снижения себестоимости обрабатываемых деталей.

Необходимо отметить, что в некоторых случаях с целью достижения высокой точности обрабатываемых деталей применяют приспособления независимо от их экономической эффективности.

При технико-экономических расчетах, производимых при выборе соответствующей конструкции приспособления, необходимо сопоставлять экономичность различных конструктивных вариантов приспособлений для конкретной операции обрабатываемой детали. Считая, что расходы на режущий инструмент, амортизацию станка и электроэнергию для этих вариантов одинаковы, определяют и сравнивают лишь те элементы себестоимости операции, которые зависят от конструкции приспособления. Следовательно, элементы себестоимости обработки, зависящие только от конструкции приспособления, для сравниваемых вариантов a и b при использовании нового (модернизированного) (себестоимость S_a) и старого (себестоимость S_0) приспособлений определяют по формуле:

$$C_a = Z_a \left(1 + \frac{H}{100} \right) + \frac{S_a}{\Pi} \left(\frac{1}{A} + \frac{q}{100} \right);$$

$$C_0 = Z_0 \left(1 + \frac{H}{100} \right) + \frac{S_0}{\Pi} \left(\frac{1}{A} + \frac{q}{100} \right),$$

где S_a — затраты на изготовление приспособления по варианту a , руб.; S_0 — затраты на изготовление приспособления по варианту b , руб.; Z_a — штучная заработная плата станочника при использовании для обработки деталей приспособления по варианту a , руб.; Z_0 — штучная заработная плата станочника при использовании для обработки деталей приспособления по варианту b , руб.; H — цеховые накладные расходы в процентах к заработной плате рабочих; Π — годовая программа выпуска деталей, шт.; A — срок амортизации приспособления, г; q — расходы, связанные с эксплуатацией приспособлений (ремонт, содержание, регулирование) в процентах, от стоимости приспособления.

На рис. XI.1 приведен график изменения величин себестоимости C_a и C_0 в зависимости от годового выпуска Π деталей. Точка пересечения K обеих кривых соответствует той программе выпуска Π_k обрабатываемых деталей, при которой оба сопоставляемых варианта в экономическом отношении равноценны. Величину этой

программы, а следовательно, и точку пересечения кривых находим, решая совместное уравнение для C_a и C_b относительно P_k :

$$P_k = [(S_a - S_b) \left(\frac{1}{A} + \frac{q}{100} \right)] / \left[(Z_b - Z_a) \left(1 + \frac{H}{100} \right) \right].$$

Из графика следует, что если заданная годовая программа $P > P_k$, то выгоднее применять более сложное приспособление (вариант a), и, наоборот, при $P < P_k$ экономичнее применять приспособление по варианту b .

Для конкретного расчета P_k нужно знать величину S_a и S_b . Однако их точные значения можно определить лишь на основе калькуляции, после изготовления рабочих и разработки технологических процессов изготовления приспособлений. Но такой способ весьма сложен и трудоемок. Поэтому применяют более простые приближенные способы определения затрат на изготовление приспособлений по формуле

$$S = CN,$$

где S — затраты на изготовление приспособления, руб.; N — количество деталей в приспособлении, шт.; C — постоянная, зависящая от сложности приспособления и его габаритных размеров.

Для простых приспособлений берут $C=15$; для приспособлений средней сложности $C=30$ и для сложных приспособлений $C=40$. Срок A амортизации приспособления, в течение которого его используют для выпуска заданных деталей, равен 1,2—3 и 4—5 годам соответственно для простых, средней сложности и сложных приспособлений. Годовые расходы q , связанные с эксплуатацией приспособления, берут равными 20% от затрат S на его изготовление.

Для определения заработной платы Z рабочего-станочника необходимо знать штучное время $t_{шт}$ обработки детали на данной операции и минутную ставку $Z_{мин}$ рабочего станочника по действующей тарифной сетке:

$$Z = t_{шт} Z_{мин}.$$

При использовании более совершенного (дорогостоящего) приспособления время $t_{шт}$, а следовательно, и штучная заработная Z плата снижается.

Величину P_k следует определять при условии, что $Z_b > Z_a$ или $S_b > S_a$ и $Z_a > Z_b$.

При технико-экономических расчетах приходится определять величину снижения трудоемкости изготовления одной детали по всем технологическим операциям механической обработки, отнесенной

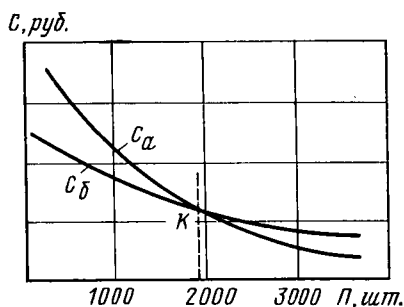


Рис. XI.1. График изменения себестоимости C в зависимости от годового выпуска деталей P

к одному приспособлению:

$$e = (\Sigma t_1 - \Sigma t_2)/n,$$

где Σt_1 — суммарная трудоемкость изготовления детали до применения приспособления; Σt_2 — суммарная трудоемкость изготовления детали после применения приспособлений; t_1 и t_2 — штучное время обработки детали на станке до и после применения приспособления; n — количество приспособлений, применяемых на всех технологических операциях при изготовлении детали на станках, шт.

Экономия на прямой заработной плате в результате применения одного приспособления

$$e' = (\Sigma t_1 C_1 - \Sigma t_2 C_2)/n,$$

где C_1 и C_2 — тарифные ставки на одинаковых операциях до и после применения приспособления.

Экономический эффект $\mathcal{E}$ от применения одного приспособления при обработке детали определяют с учетом цеховых накладных расходов H . Величину H берут в процентах от прямой заработной платы рабочего станочника. Экономический эффект

$$\mathcal{E} = (1 + 0,01H) e' = (1 + 0,01H) [(\Sigma t_1 C_1 - \Sigma t_2 C_2)/n].$$

Условия, определяющие экономическую эффективность применения приспособления за год при обработке детали на соответствующем станке, можно выразить неравенством

$$P_r \leq \mathcal{E} P,$$

где P_r — годовые расходы на амортизацию и эксплуатацию одного приспособления.

Годовые затраты на одно приспособление зависят от вида приспособления, первоначальных расходов на него, срока службы и эксплуатационных расходов.

Годовые затраты на одно специальное приспособление

$$Z_{\text{сп}} = (1 + K_{\text{пр}}/T_{\text{сп}} + K_{\text{эк}}) C_{\text{ст}},$$

где $K_{\text{пр}}$ — коэффициент затрат на проектирование специального приспособления (отношение затрат на проектирование и отладку приспособления к затратам на его изготовление в металле); $K_{\text{эк}}$ — коэффициент затрат на эксплуатацию специального приспособления (отношение годовых эксплуатационных расходов на приспособление к затратам на его изготовление в металле); $T_{\text{сп}}$ — срок эксплуатации специального приспособления до полного износа, принимают по данным завода, годы; $1/T_{\text{сп}} = K_{\text{ам}}$ — коэффициент амортизации специального приспособления; $C_{\text{ст}}$ — первоначальные затраты на изготовление специального станочного приспособления, опреде-

тяют по фактическим затратам инструментального цеха завода или нормативным материалам, руб.

Годовые затраты на одно универсальное приспособление

$$З'_y = (K'_{ам} + K'_{эк}) C'_{ст},$$

где $K'_{ам} = 1/T_y$ — коэффициент амортизации универсального приспособления; $K'_{эк}$ — коэффициент затрат на эксплуатацию универсального приспособления (отношение суммы эксплуатационных годовых расходов к первоначальным затратам на изготовление приспособления в металле); T_y — срок службы универсального приспособления до полного износа в годах, принимают по опытным данным завода или нормативным материалам), годы; $C'_{ст}$ — первоначальные затраты на изготовление универсального приспособления в металле, принимают по опытным данным завода или нормативным материалам.

В формуле для определения $З'_y$ расходы на проектирование отсутствуют, так как универсальные приспособления нормализованы и гостированы и расходы на проектирование входят в их себестоимость.

Годовые затраты на одно сборно-разборное приспособление (СРП)

$$З''_{сб} = (K''_{пр}/T + K''_{ам} + K''_{эк}) C''_{ст},$$

где $K''_{пр}$ — коэффициент затрат на проектирование СРП; $K''_{ам}$ — коэффициент амортизации СРП; $K''_{эк}$ — коэффициент годовых затрат на эксплуатацию СРП; $C''_{ст}$ — расходы на приобретение (при изготовлении заводом — себестоимость) нормализованных и специальных деталей и узлов, из которых собирают СРП, включая затраты на пригонку и доделку этих деталей и узлов и сборку приспособления; T — срок эксплуатации приспособления, принимают по опытным данным завода, годы.

Годовые затраты на одно универсально-наладочное приспособление (УНП) со сменными наладками

$$P_{yn} = \left(\frac{A_{yn} + B_{yn}}{n} \right) C_{yn} + \left(\frac{1 + A_{нл}}{T} + B_{нл} \right) C_{нл},$$

где A_{yn} — коэффициент амортизации УНП (отношение затрат на проектирование и отладку приспособления к себестоимости его изготовления в металле); B_{yn} — коэффициент эксплуатации УНП (отношение всех расходов на эксплуатацию приспособления за год к себестоимости его изготовления в металле); C_{yn} — себестоимость изготовления приспособления (без сменных наладок в металле), руб.; n — количество сменных наладок, изготовленных для данного УНП, шт.; $A_{нл}$ — коэффициент проектирования и отладки сменных наладок (отношение затрат на проектирование сменных наладок к себестоимости их изготовления); $B_{нл}$ — коэффициент эксплуатации сменных наладок (отношение расходов по эксплуатации сменных

наладок за год к себестоимости их изготовления); $S_{\text{нл}}$ — средняя себестоимость всех сменных наладок, руб.; T — срок эксплуатации наладок, годы.

Экономически эффективно применять станочные приспособления при выполнении условия

$$\mathcal{E}/S_{\text{общ}} \geq 1,$$

где $\mathcal{E}$ — величина предполагаемой экономии цеховой себестоимости обработки детали при применении приспособления, руб.; $S_{\text{общ}}$ — стоимость изготовления и эксплуатации приспособления, руб.

Экономия

$$\mathcal{E} = [T\chi(1+a/100)][T'\chi'(1+a'/100)]n,$$

где T , T' — техническая норма времени на выполнение операции до и после применения приспособления, ч; χ и χ' — тарифные часовые ставки рабочего станочника до и после применения приспособления, руб.; a и a' — цеховые накладные расходы до и после применения приспособления, руб.; n — количество обрабатываемых деталей с применением приспособления, шт.

Стоимость изготовления и эксплуатации приспособления

$$S_{\text{общ}} = S_{\text{изг}} + S_{\text{рем}}K,$$

где $S_{\text{изг}}$ — цеховая себестоимость изготовления приспособления, руб.; $S_{\text{рем}}$ — стоимость одного ремонта за время работы приспособления при обработке заданного количества деталей, руб.; K — количество ремонтов за время работы приспособления до полного износа.

ЛИТЕРАТУРА

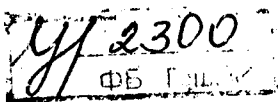
1. Ансеров М. А. Приспособления для металлорежущих станков. — М.: Машиностроение, 1975.
2. Антонюк В. Е., Королев В. Л., Башеев С. М. Справочник конструктора. — Минск: Беларусь, 1969.
3. Абакумов М. М. Современные станочные приспособления. — М.: Машгиз, 1960.
4. Белоусов А. П. Проектирование приспособлений. — М.: Машиностроение, 1964.
5. Белоусов А. П. Проектирование станочных приспособлений. 2-е изд., перераб., — М.: Высшая школа, 1974.
6. Болотин Х. Л., Костромин Ф. П. Станочные приспособления. — М.: Машиностроение, 1973.
7. Болотин Х. Л. Механизация и автоматизация станочных приспособлений. — М.: Машиностроение, 1962.
8. Горошкин А. К. Приспособления для металлорежущих станков. Справочник. — М.: Машиностроение, 1971.
9. Корсаков В. С. Основы конструирования приспособлений в машиностроении. — М.: Машиностроение, 1979.
10. Справочник технолога-машиностроителя. — М.: Машиностроение, 1972, т. II.
11. Справочник металлиста. — М.: Машиностроение, 1977, т. 4.

621.28
Б 43

Л. Б. БОГДАНОВИЧ

Гидравлические ПРИВОДЫ

Допущено Министерством высшего
и среднего специального образования УССР
в качестве учебного пособия
для студентов машиностроительных
специальностей вузов



КИЕВ
ГОЛОВНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
ИЗДАТЕЛЬСКОГО ОБЪЕДИНЕНИЯ
«ВИЩА ШКОЛА»
1980

Богданович Л. Б. Гидравлические приводы: Учеб. пособие для вузов.— Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1980.— 232 с.— 30314. 2702000000.

Изложен комплекс вопросов по гидравлическим приводам, применяемым в машиностроении. Подробно рассмотрена функциональная аппаратура управления, регулирования и распределения, гидравлические машины (насосы и гидромоторы) и силовые цилиндры. Приведены расчетные зависимости и обоснования, необходимые для определения параметров гидравлической системы и ее элементов и большое количество элементов схем и принципиальных схем для устройств и машин, работающих по полуавтоматическому и автоматическому циклам. Отражены основные условия надежности работы гидравлических систем.

Для студентов машиностроительных специальностей вузов.

Табл. 19. Ил. 118. Список лит.: 42 назв.

Рецензенты: засл. деятель науки и техники БССР, академик АН БССР, докт. техн. наук проф. П. И. Яшерицин и кандидаты техн. наук В. Ф. Горошко, А. Ф. Домрачев.

Редакция литературы по машиностроению и приборостроению.

Зав. редакцией *О. А. Добровольский*

ПРЕДИСЛОВИЕ

Коммунистическая партия Советского Союза, придавая перво-степенное значение развитию машиностроения — основы технического перевооружения всех отраслей народного хозяйства, — поставила перед отраслью ответственные задачи: «значительно улучшить качество выпускаемых машин, оборудования и приборов, повысить их технический уровень, производительность, надежность и безопасность в эксплуатации. Продолжить работы по созданию законченных систем машин и приборов, позволяющих комплексно механизировать и автоматизировать весь технологический цикл — от поступления сырья до отружки готовой продукции».¹ В решении этих задач важное место принадлежит разработке и комплексному использованию гидравлических машин и систем.

Неуклонное расширение области применения гидравлического привода, непрерывный рост и совершенствование производства гидравлических машин, аппаратов и вспомогательного оборудования требуют от современного инженера-машиностроителя теоретических знаний и практических навыков, нужных для рационального использования гидравлической энергии.

Достоинствами гидропривода являются возможность плавного изменения скорости в широких пределах, способность в течение длительного времени развивать большие статические усилия, достигающие нередко до десятков тысяч тонн, надежное обеспечение смазкой трущихся поверхностей, малая инерционность, простой способ предохранения всей системы от перегрузок за счет ограничения давления, возможность преобразования гидравлической энергии в любой вид движения. Высокооборотные и высокомоментные гидромоторы, получившие применение для вращательного движения, позволяют исключить или значительно упростить механические передачи.

За последние десятилетия отечественная промышленность обогатилась большим количеством специализированных заводов по производству гидравлических агрегатов. Усовершенствована технология их изготовления, и поэтому стоимость современного гидрооборудования значительно снизилась, что в немалой мере способствует внедрению гидропривода в машиностроение.

¹ Материалы XXV съезда КПСС. М., Политиздат, 1976, с. 183.

Вопросы регулирования скорости, выбор давления, проектирование элементов схем и систем, а также отдельных агрегатов изложены в форме максимально доступной студенту, изучившему курсы деталей машин, технологии машиностроения, гидравлики и основ взаимозаменяемости. Основное внимание уделено функциональной аппаратуре, гидромашинам, силовым цилиндрам, вопросам надежности и проектированию гидравлических систем. Использован многолетний опыт работы машиностроительных заводов, специализирующихся в области изготовления гидрофицированного оборудования, опыт проектных организаций, результаты исследований и разработок, освещенных в опубликованных материалах.

Гидравлические приводы современных машин, как правило, состояются из нормализованных аппаратов и агрегатов, серийно изготавливаемых специализированными заводами. Это позволило упростить процесс проектирования, монтаж гидравлических систем и их эксплуатацию. Применение оригинальных устройств, отличных от нормализованных, ограничивается из экономических и эксплуатационных соображений, так как введение их удлиняет сроки проектирования машины и изготовления и нередко требует тщательных исследований и экспериментальных проверок разработанных устройств.

Однако из-за этого не следует отказываться от использования оригинальных аппаратов и узлов, применение которых вызвано необходимостью и может оказаться целесообразным при серийном изготовлении машины.

Из нормализованных аппаратов (или функциональных узлов) создаются разнообразные системы, обеспечивающие работу по сложным циклам с широким регулированием скорости и усилия, с автоматическим переключением скоростей для последовательного включения в работу нескольких устройств, синхронизации и др.

При изложении курсов по металлообрабатывающему оборудованию, грузоподъемным устройствам, землеройным машинам, машинам химического, полиграфического, сельскохозяйственного машиностроения в политехнических и машиностроительных институтах большое внимание должно быть уделено изучению принципов конструирования и работы гидравлических систем. Современной темой дипломного проекта все чаще становится разработка автоматически действующих машин с гидравлическим управлением.

В учебном пособии автор придерживался методики, исключающей обилие теоретических выкладок.

Курс «Гидравлические приводы», читаемый студентам машиностроительных специальностей, — дисциплина прикладная, поэтому необходимо научить будущего инженера читать гидравлические схемы и конструировать системы, переходя от простых ко все более сложным, рационально используя при этом аппаратуру, гидравлические машины и вспомогательные устройства. Тем самым молодой специалист будет подготовлен к встрече с гидрофицированным оборудованием в условиях производства.

Глава I

ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ АППАРАТУРА УПРАВЛЕНИЯ И РАСПРЕДЕЛЕНИЯ

1. Обратные клапаны

Обратные клапаны предназначены для пропускания жидкости в одном направлении (рис. 1, *a—d*). В зависимости от формы или конструкции запирающего элемента (затвора) клапаны бывают шаровые, тарельчатые, с коническим затвором или с затвором золотникового типа. Во всех конструкциях, кроме клапана тарельчатого типа, затвор поджат к седлу пружиной, рассчитанной в основном на преодоление сил трения и собственного веса затвора. Если направление потока изменяется, то, помимо пружины в конструкциях (рис. 1, *a*) шаровых клапанов с коническим затвором, затвор плотно прижимается к седлу давлением жидкости, предотвращая обратный ток жидкости. Все обратные клапаны можно монтировать на магистралях и в агрегатах в любом положении, кроме тарельчатого, работа которого возможна, если он расположен только горизонтально и затвором вниз. Наилучшую герметичность при закрытом затворе создает сопряжение конусное или сферы и конуса.

Шаровой клапан (рис. 1, *a*), в котором шарик не центрирован и удерживается только пружиной, является наиболее простым и наименее надежным. Во время пропуска жидкости через клапан шарик при пульсирующем давлении вибрирует и проворачивается, вызывая изменение первоначальной формы сопряжения, выкрашивание седла клапана и уменьшение герметичности. Шаровые клапаны применяют при небольших давлениях и малых расходах. Они встроены в крышках распределителей с гидравлическим управлением и предназначены для свободного подвода жидкости под торцы золотника.

Тарельчатые клапаны, как правило, устанавливают на всасывающих магистралях насосов, где сопротивление потоку жидкости должно быть сведено к минимальной величине.

Обратный клапан с конусным затвором получил наибольшее распространение, так как обеспечивает полную герметичность (при доброкачественном изготовлении) и оказывает меньшее сопротивление потоку жидкости, чем клапан золотниковый. Нормализованные обратные клапаны типа Г51 изготавливают с конусным затвором.

Обратные клапаны золотникового типа в виде отдельного устройства не изготавливают, так как они не обеспечивают полной герметичности. Они применяются в двухходовом золотнике с обратным клапаном типа Г74-3 и в разделительной панели типа Г53.

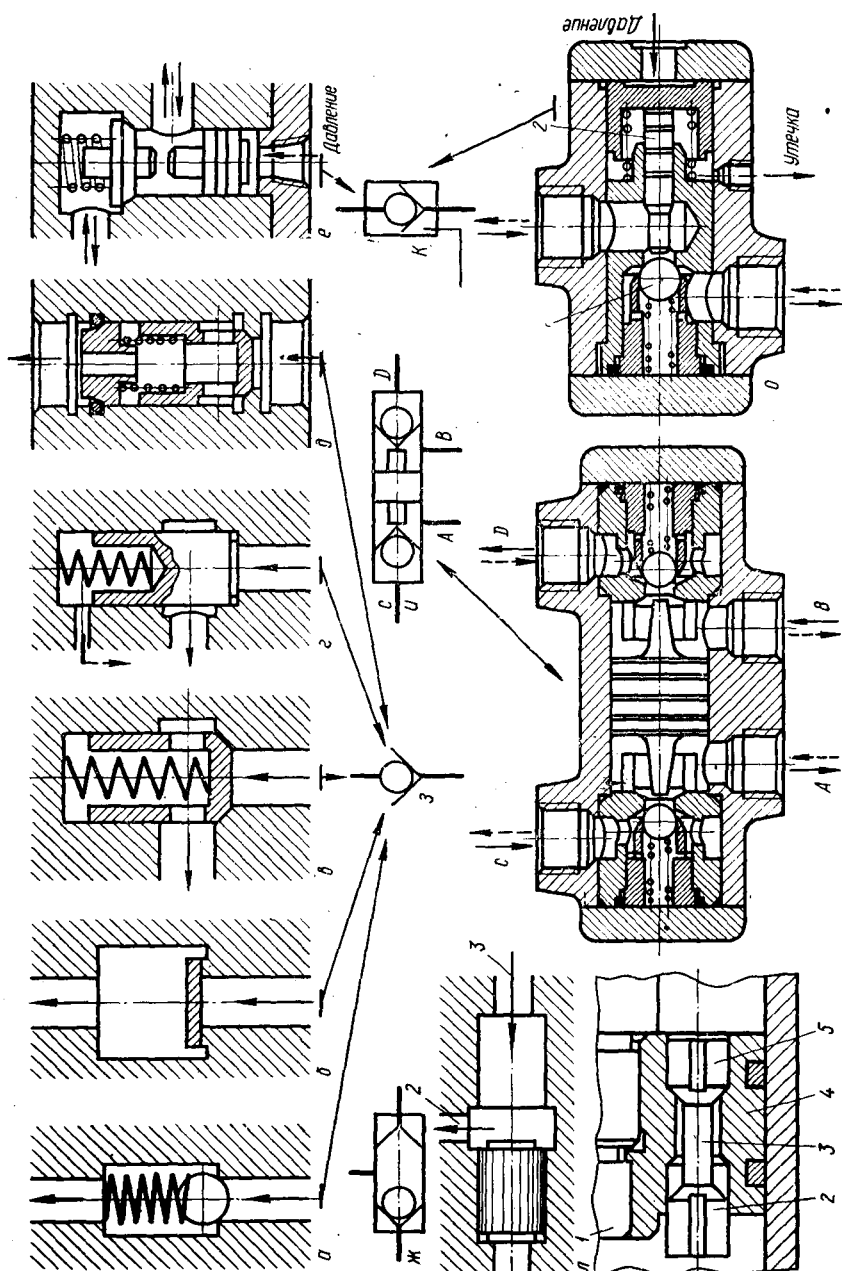


Рис. 1. Конструктивные схемы обратных клапанов

Клапан, предназначенный для встройки в трубопровод, показан на рис. 1, *д*.

Для надежной изоляции какого-либо контура гидросистемы применяются два, а иногда и три последовательно соединенных обратных клапана.

Обратный клапан с дистанционным управлением (рис. 1, *е*, *о*) предназначен для пропускания жидкости в прямом и обратном направлениях. Обратное течение жидкости возможно только после принудительного подъема затвора 1 золотником 2 (рис. 1, *е*) или плунжером 2 (рис. 1, *о*). Этот клапан широко применен в гидравлических системах станков и прессов.

Обратный клапан двойного действия золотникового типа (рис. 1, *л*) или с коническим затвором используют там, где необходимо соединить магистраль 1 или 3 с выходным отверстием 2. В частности, такую функцию клапан выполняет в преобразователе непрерывного действия (рис. 94).

Сдвоенный* обратный клапан (рис. 1, *м*) состоит из стержня 3, конусных затворов 5 и 2 и располагается в расточке поршня с конусными седлами. Если полость справа от поршня 4 находится под давлением, то затвор 5 прижат давлением жидкости к седлу, изолируя эту полость. С подходом поршня к левой крышке цилиндра затвор 2, упираясь в крышку, смещается вправо относительно поршня, а затвор 5 отходит от седла. С помощью шлицев на затворах противоположные полости цилиндра соединяются между собой. При этом происходит уменьшение усилия, развиваемого поршнем с подходом поршня в крайние положения и плавный останов поршня. Для нормальной работы сдвоенного клапана необходимо, чтобы затвор 2 своей рабочей частью не прилегал к седлу при подходе торца поршня 1 к крышке цилиндра. Если жидкость будет подведена под давлением в левую полость цилиндра, то клапан сместится вправо и изолирует левую полость цилиндра от правой.

Гидрозамок, в общем корпусе которого симметрично располагаются два обратных клапана шарового типа и плавающий золотник с толкателями, показан на рис. 1, *н*. Полости *A* и *B* подключены к распределителю, а *C* и *D* к силовому цилиндру. При подводе жидкости под давлением к полости *B* одновременно открываются оба клапана: правый давлением жидкости, а левый толкателем золотника. Шаровые клапаны будут также открыты при подводе жидкости под давлением к полости *A*. В этих случаях гидрозамок не препятствует свободной циркуляции жидкости между распределителем и цилиндром. Но, если давление в полостях *A* и *B* упадет, то шаровые клапаны закрываются, отделив при этом силовой цилиндр от распределителя. На рис. 1, *ж*, *з*, *и*, *к* показаны условные обозначения соответствующих обратных клапанов.

Управляемые обратные клапаны получили распространение в прессах и используются для пропускания больших объемов

* Пат. 1297236 (Англия). Fluid by pass valve / Sifri Elie C., Shibahara Mathew. — Оpubл. 22.11.72.

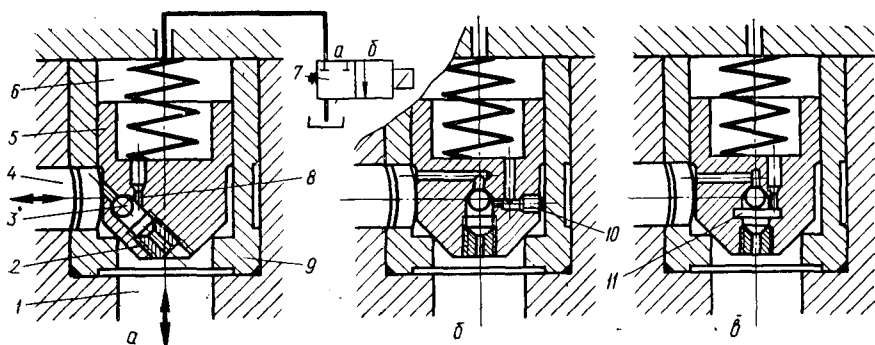


Рис. 2. Управляемый обратный клапан

жидкости во время холостых перемещений основного поршня или плунжера. Как правило, применяются обратные клапаны с коническим затвором, для управления которым имеется несколько конструктивных решений.

Рассмотрим конструкцию управляемого обратного клапана с управлением от основного потока и некоторые вопросы технологического характера, используя для этой цели аппарат*, изображенный на рис. 2. В ступенчатый клапан 5 под углом 45° встроен двусторонний шариковый клапан 3, который в зависимости от направления основного потока соединяет надклапанную полость 6 с каналами 1 и 4. К полости 6 подключен двухпозиционный распределитель с электрическим управлением 7. Когда золотник в распределителе 7 занимает положение *а*, то полость 6 замкнута, при этом клапан 5 прижат к седлу втулки 9. Если золотник в распределителе займет положение *б*, то полость 6 соединяется с баком, а клапан 5 отойдет от седла, пропуская основной поток жидкости в необходимом направлении, причем независимо от того, где находится жидкость под давлением. Для сглаживания резкого падения давления в каналах 1 и 4 при срабатывании распределителя 7 и для создания перепада давления между ними и полостью 6 отверстие 8 сделано малого диаметра, которое выполняет функцию демпфера.

Идея, воплощенная в конструкцию аппарата по рис. 2, *а*, правильная, однако расположение шарикового клапана 3 под углом вызывает технологические неудобства при изготовлении. Очевидно для высверливания отверстия и нарезания резьбы под штуцер 2 потребуются дополнительное приспособление. Сверление же всех отверстий в ступенчатом клапане даже при наличии приспособления происходит в неблагоприятных условиях, так как возможна поломка сверла при выходе его из металла.

В варианте, показанном на рис. 2, *б*, изготовление всех отверстий, расположенных под прямым углом к соответствующим по-

* Пат. 2218540 (ФРГ). Stumpmeier Fritz. — Оpubл. 24.10.74.

верхностям, не нуждается в дополнительном приспособлении. Такое конструктивное решение несомненно технологичней, однако появилась необходимость в дополнительной детали 10.

Введение кольцевой проточки 11 (рис. 2, в) еще в большей степени упростило технологию изготовления внутренних коммуникаций в клапане.

2. Напорный золотник типа Г54-2 и БГ54-2

Для предохранения гидравлической системы от перегрузок, поддержания постоянного давления, управления потоком жидкости и блокировок используют напорный золотник (рис. 3).

Принцип действия напорного золотника основан на уравнивании гидравлической силы, которая воспринимается торцом золотника 2 и усилием пружины 4, расположенной над золотником (рис. 3, б).

Рабочая жидкость подводится от контролируемой магистрали к полости А и одновременно через отверстия 9, 10 и 11 под нижний торец золотника в полость б. Если гидравлическая сила, равная $0,785 p d^2$ (где p — давление в полости подвода, d — диаметр золотника), окажется больше усилия, развиваемого пружиной 4, то золотник сместится в сторону пружины и соединит полости А и В. В результате в полости подвода, а следовательно, в контролируемой магистрали, устанавливается давление, соответствующее настройке пружины.

Если давление в системе окажется меньше давления настройки пружины, то клапан отжимается пружиной в исходное положение.

Для настройки пружины в колпаке 3 предусмотрен регулировочный винт 5 с контргайкой.

Возможные утечки из полости, где находится пружина, отводятся через отверстие малого диаметра 7 в корпусе 1 клапана основного исполнения.

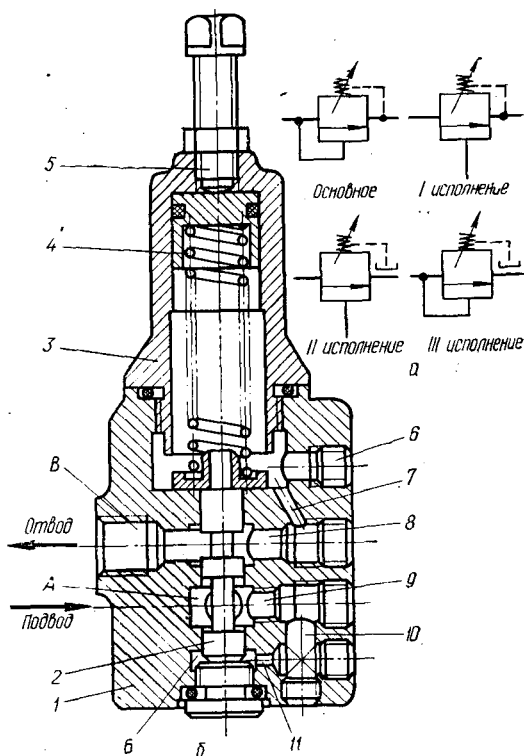


Рис. 3. Напорный золотник типа Г54:

а — условные обозначения; б — конструктивная схема

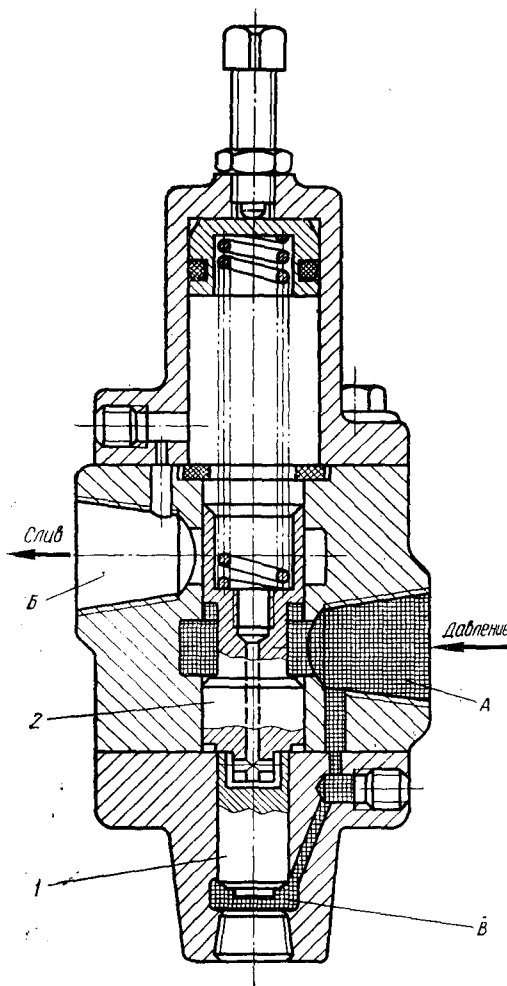


Рис. 4. Напорный золотник типа БГ54

Символическое изображение напорного золотника во всех исполнениях показано на рис. 3, а. В основном исполнении аппарат применяется для предохранения системы от перегрузок и поддержания постоянного давления. Аппарат в исполнении I предназначен для пропуска жидкости в заданный момент; команды на подъем или опускание золотника поступают от другого аппарата (например, золотника управления). Для переоборудования напорного золотника из основного исполнения в I необходимо перекрыть отверстие 10 и подключить к полости Б дополнительный трубопровод. Исполнение II отличается от исполнения I тем, что утечки из аппарата отворятся в бак по дополнительной магистрали, для чего необходимо заглушить отверстие 8 и вместо пробки 6 присоединить штуцер с трубопроводом. В III исполнении напорный золотник применяется в качестве блокирующего устройства с управлением по давлению; жидкость пройдет через аппарат, например к цилиндру, только в том случае, когда давление перед аппаратом достигнет величины настройки пружины. В этом исполнении отвод утечек производится раздельно.

Напорный золотник типа Г54 изготавливается в трубном и притычном исполнении и рассчитан для давлений от 0,3 до 2 МПа.

Напорный золотник типа БГ54 (рис. 4) — это модификация золотника Г54 и отличается от него плунжером 1, расположенным между полостью В и золотником 2. Диаметр плунжера меньше диаметра золотника, поэтому при такой же пружине, как в клапане Г54, клапан БГ54 может быть настроен на давление до 6,4 МПа.

3. Напорный золотник с обратным клапаном типа Г66-2

Клапан Г66-2 предназначен для пропуска жидкости в одном направлении с заданным давлением, а в другом — с минимальным давлением, определяемым жесткостью пружины обратного клапана 2 (рис. 5). Аппарат Г66 состоит из напорного золотника и обратного клапана 2, смонтированных в общем корпусе 1.

Движение жидкости с заданным давлением из полости А в полость Б произойдет тогда, когда давление в полости А станет несколько больше настройки пружины 5. При этих условиях гидравлическая сила, действующая на торец золотника 4 со стороны полости В, сместит золотник в сторону пружины и через образовавшуюся кольцевую щель между золотником и корпусом жидкость в указанном направлении начнет перемещаться из полости А в полость Б.

Обратное течение жидкости из полости Б в полость А происходит через обратный клапан 2, который под действием небольшого давления отжимается в сторону слабой пружины 3.

Отверстия, заглушенные коническими пробками 6 и 7, могут быть использованы для подключения манометра, что необходимо при настройке пружины напорного золотника на заданное давление.

Аппарат Г66-2 изготавливают в двух исполнениях (рис. 5, а). В I исполнении его используют для последовательного подключения в работу гидродвигателей или же для предотвращения самопроизвольного опускания поршня в силовом цилиндре при его вертикальном расположении. Во II исполнении клапан Г66-2 предназначен для пропуска жидкости из полости А в полость Б только в заданные моменты, которые определяются циклом работы устройства или же другим аппаратом (например, золотником управления). Для переоборудования аппарата из I исполнения во II необходимо

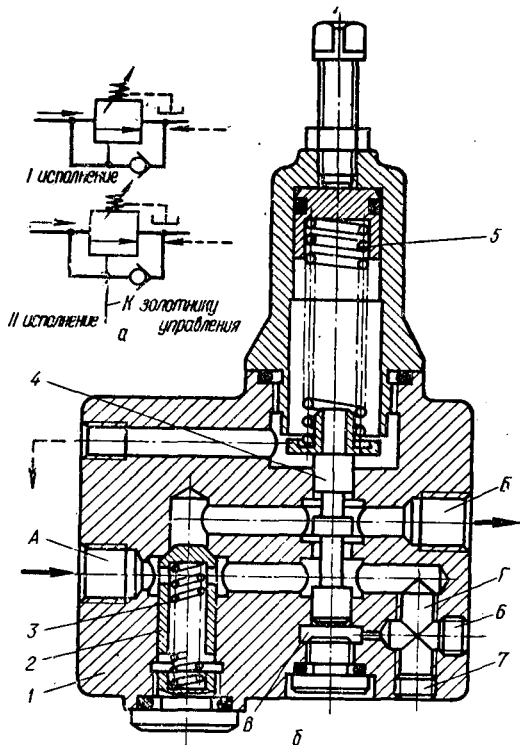


Рис. 5. Напорный золотник с обратным клапаном типа Г66-2:

а — условное обозначение; б — конструктивная схема

отверстие Г перекрыть, а к одному из отверстий, заглушенных пробками 6 и 7, подключить магистраль от управляющего устройства.

4. Клапан предохранительный с переливным золотником типа Г52

Аппарат типа Г52 (рис. 6) в *I* исполнении предназначен для предохранения насоса от перегрузок, а во *II* — для предохранения и разгрузки насоса (под разгрузкой понимается автоматическое переключение насоса в бак, где давление понижается до 0,1—0,2 МПа).

Предохранение насоса от перегрузок обеспечивается взаимодействием шарикового клапана 2 с переливным золотником 5. Жидкость из полости А, подключенной к насосу, через отверстие в корпусе 7 поступает в полость Г, а далее через демпферное отверстие в штуцере 6 и центральное отверстие в золотнике 5 Д.

При закрытом шариковом клапане 2 переливной золотник 5 гидравлически уравновешен, а пружиной 4 (расчитанной на преодоление сил трения) отжат в нижнее (рис. 6, б) положение, отделяя полость А от полости Б.

Если гидравлическая сила, действующая на шарик со стороны полости Д, окажется выше настройки пружины 1, то шариковый клапан откроется. С этого момента жидкость из полости Г через демпферное отверстие в полости Д, шариковый клапан и канал Е потечет на слив. Демпфер, выполняя роль сопротивления, создает перепад давления между полостями Г и Д, и гидравлическое уравновешивание золотника 5 нарушится; под действием более высокого давления со стороны полостей Г и В золотник переместится вверх, сообщая полости А и Б.

Когда жидкость течет из полости А в полость Б, в по-

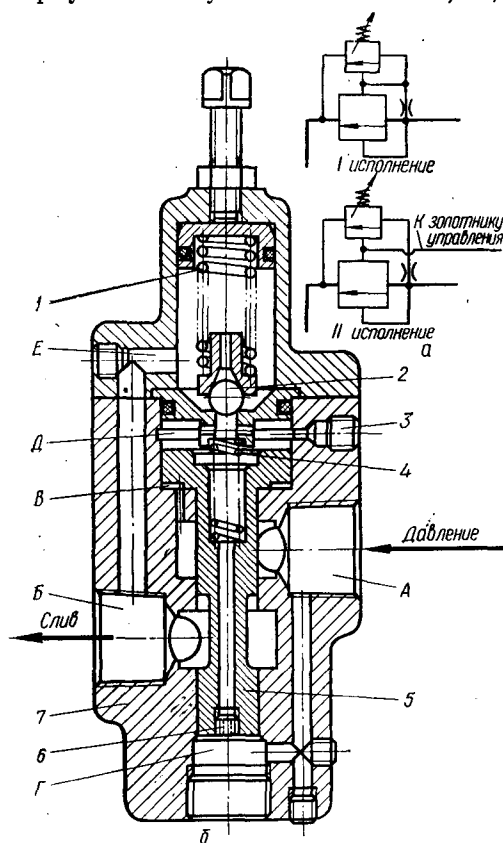


Рис. 6. Предохранительный клапан с переливным золотником типа Г52:

а — условное обозначение; б — конструктивная схема.

лости *А*, а следовательно и в насосе, сохраняется давление, соответствующее настройке пружины шарикового клапана. С уменьшением давления в насосе ниже настройки пружины *1* шариковый клапан закрывается; давление в полостях *Г*, *Д* и *В* уравнивается (так как ток жидкости через демпфер прекращается), а переливной золотник *5* под действием пружины *4* опускается, отделяя при этом полость подвода *А* от слива.

Таким образом, аппарат Г52, выполняя функцию предохранительного клапана, срабатывает эпизодически, только в моменты перегрузок насоса.

Если полость *Д* (*II* исполнение) соединить с баком через отверстие, заглушенное пробкой *3*, то гидравлическое равновесие переливного золотника нарушается; он поднимается вверх, соединяя полости *А* и *Б*, а насос, подключенный к полости *А*, переводится на разгрузочный режим, т. е. на работу с пониженным давлением. Давление в насосе в этом случае составляет примерно 0,1—0,15 МПа.

5. Разделительная панель типа Г53

Панель в основном предназначена для разделения потоков жидкости, поступающих в систему от двух насосов разной производительности, и предохранения системы от перегрузок (рис. 7).

В общем корпусе размещается три аппарата: предохранительный клапан с переливным золотником *6* (типа Г52), напорный золотник *4*, работающий по принципу клапана Г54, и обратный клапан *5* золотникового типа.

Насос высокого давления (*НВД*) подключается к полости *А*, а насос низкого давления (*ННД*) — к полости *К*.

Разделение потоков жидкости в панели происходит автоматически при повышении давления в системе выше того, на которое настроена пружина *3* клапана *4*. Если давление в системе станет меньше настройки пружины *3*, то обратный клапан *5* под действием давления жидкости со стороны полости *К* поднимется и соединит полость *3* через полости *Ж* и *Е* с полостью *Б*. При этом оба насоса подключаются в систему и суммарной их производительностью определяется скорость исполнительного механизма. С увеличением нагрузки возрастает давление в полостях *А*, *Г*, *Е* и когда оно достигнет настройки пружины *3*, обратный клапан *5* опускается вниз (до упора), а золотник *4* под действием давления со стороны полости *Е* приподнимается вверх, соединяя *ННД* с баком. С этого момента в систему поступает жидкость от *НВД* и давление в системе контролируется пружиной *2* клапана *1*. При перегрузке переливной золотник *6* приподнимается, полости *А* и *Б* соединяются, а *НВД* подключается к баку (см. описание работы клапана Г52).

Если полость *В* подключить к баку (например, через кран или золотник управления), то оба насоса начнут разгружаться

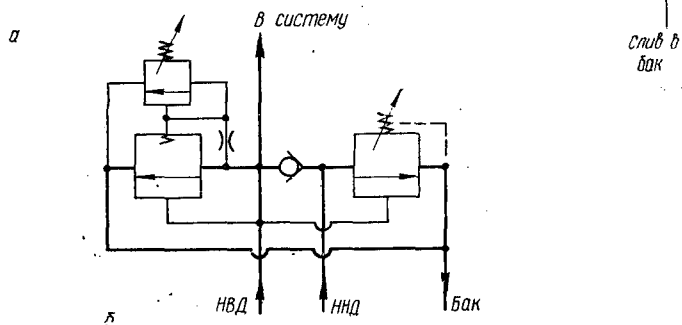
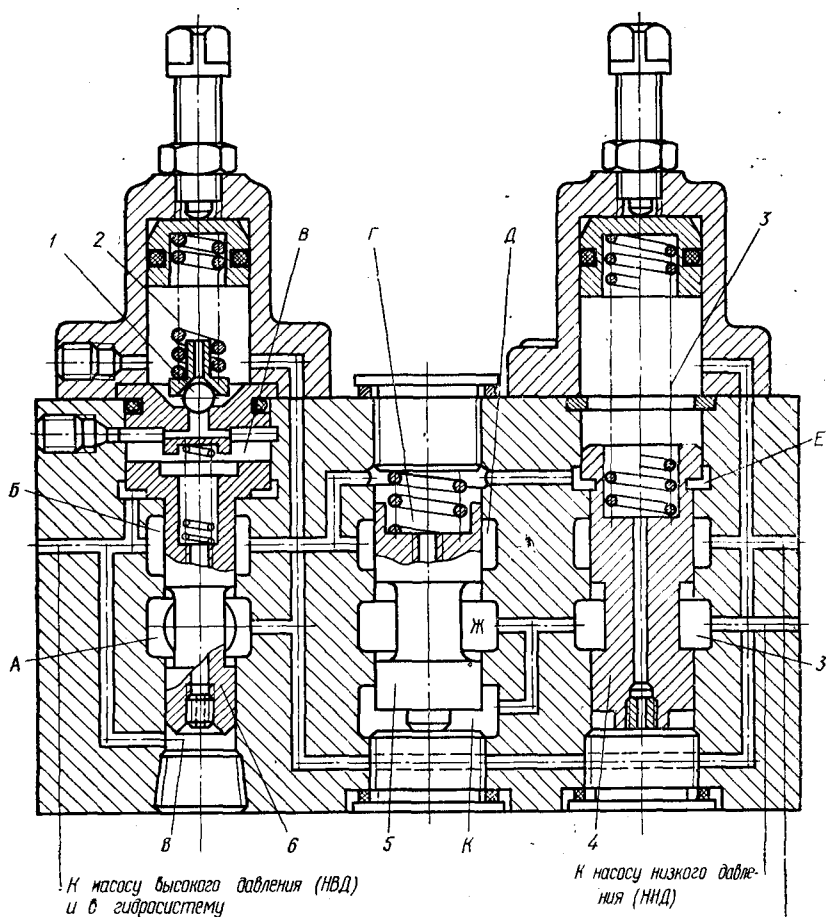


Рис. 7. Разделительная панель типа Г53:

а — конструктивная схема; б — условное обозначение

в бак: НВД по магистрали Б—А — бак; ННД по магистрали З—Ж—Д—Б — бак. При этом давление в насосе не превышает 0,15—0,2 МПа.

Для нормальной работы разделительной панели разность высокого и низкого давлений не должна быть менее 1 МПа.

Условное символическое обозначение разделительной панели показано на рис. 7, б.

6. Клапан редукционный с регулятором типа Г57

Редукционный клапан предназначен для снижения давления и применяется в гидравлических системах, когда от одного насоса питается несколько гидродвигателей (потребителей), работа которых происходит при различных давлениях (рис. 8). Нередко в цилиндрах, предназначенных для операций зажима, фиксации и управления, давление должно быть меньше, чем в цилиндре механизма подачи.

Все детали редукционного клапана, кроме корпуса 2 и золотника 1, унифицированы с деталями клапаном Г52. Жидкость от насоса подводится в полость А и далее через кольцевую щель Ж, частично перекрытую рабочей кромкой золотника 1, проходит в полость Б, которая подключена к потребителю, где необходимо поддерживать пониженное (редуцированное) давление. Полость Б через систему отверстий в корпусе и золотнике соединяется с полостями В, Г и Д. Из полости Д жидкость через обратный клапан направляется в бак.

При работе клапана жидкость в количестве до 0,8 л/мин постоянно отводится из полости Б на слив через малое отверстие (демпфер) в штуцере 5, полость Д и шаровой клапан, причем давление в полости Д из-за потерь в демпфере будет меньше давления в полостях Б, В и Г. Создается гидравлическая неуравновешенность золотника 1; золотник припо-

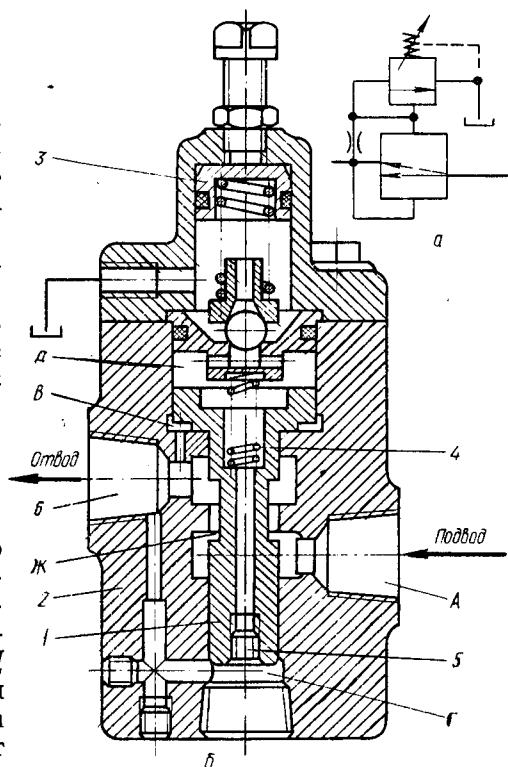


Рис. 8. Клапан редукционный с регулятором типа Г57:

а — конструктивная схема; б — условное обозначение.

днимается, сжимая пружину 4 и рабочей кромкой перекрывает поток жидкости, поступающий из полости А в полость Б. За счет этого давление в полости Б понижается и устанавливается равным настройке пружины шарикового клапана 3. Случайные изменения редуцированного давления вызывают осевое смещение золотника 1, направленное на уменьшение ошибки.

При увеличении редуцированного давления возрастает расход жидкости через демпфер в штуцере 5 и соответственно перепад давления в демпфере; золотник 1 смещается вверх, уменьшается площадь щели Ж, что приводит к уменьшению давления в полости Б до заданной величины. С уменьшением редуцированного давления золотник опускается, увеличивается сечение щели Ж, а заданная величина давления в полости Б восстанавливается.

Таким образом, клапан автоматически поддерживает величину редуцированного давления практически постоянной независимо от того, есть расход жидкости или его нет.

Редукционный клапан работает без шума и не возбуждает вибраций благодаря сопротивлению, которое оказывает демпфер.

При настройке клапана на редуцированное давление следует манометр подключать к полости Г.

Символическое обозначение редукционного клапана с регулятором показано на рис. 8, б.

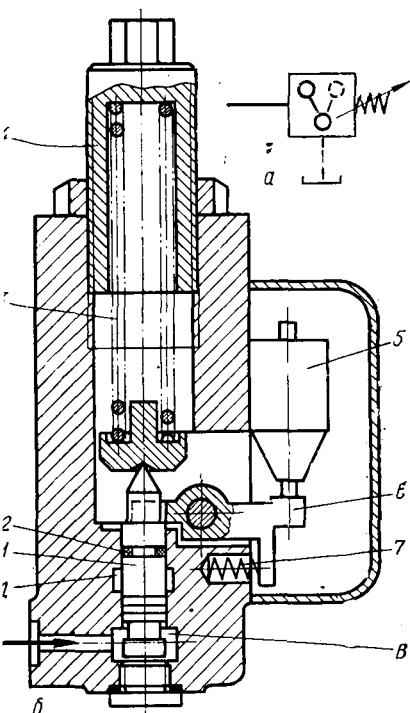
7. Реле давления типа ПГ62-11

Реле давления предназначено для контроля давления в гидросистеме и работает следующим образом.

Из гидросистемы жидкость подводится в полость В под торец золотника 1 (рис. 9). Сверху золотник нагружен пружиной 3, жесткость которой можно изменять при помощи регулировочного винта 4.

С повышением давления в гидросистеме до величины настройки пружины 3 золотник 1 перемещается вверх и поворачивает рычаг 6 по часовой стрелке до тех пор, пока он не отойдет от микропереключателя 5. При этом микропереключатель срабатывает и передает электрический сигнал на включение какого-либо аппарата, например, электромагнита или реле времени. Для предохранения рычага 6 от поломки на золотнике предусмотрен буртик, ограничивающий смещение золотника вверх. Когда давление станет меньше давления настройки пружины 3, то золотник 1 и рычаг 6 под действием пружины 7 возвратятся в исходное положение.

Промышленность выпускает реле для контроля давления в пределах 0,6—5; 0,8—10; 1—20 МПа. Нечувствительность при работе с резиновым уплотнением на золотнике составляет 0,5—1,0 МПа. Для повышения чувствительности аппарата допускается демонтаж резинового кольца 2, однако при этом возможны утечки в полость расположения пружины 3.



ис. 9. Реле давления типа ПГ62-11:
— конструктивная схема; б — условное обозначение

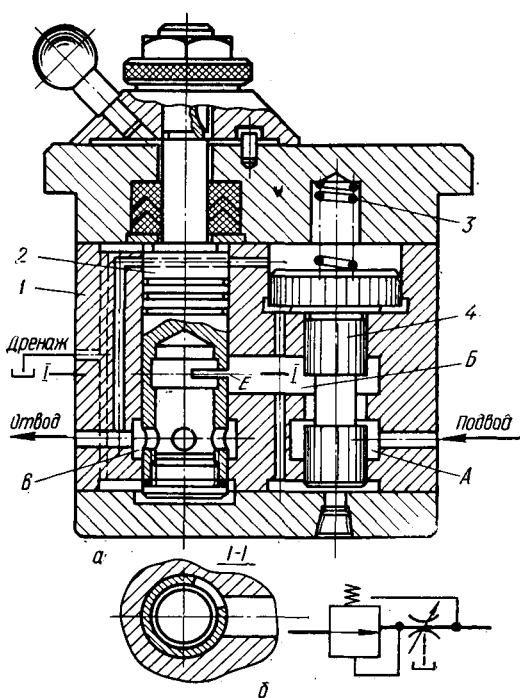


Рис. 10. Дроссель с регулятором типа Г55-2:
а — конструктивная схема; б — условное обозначение

Для отвода утечек в корпусе предусмотрена кольцевая проточка Д, от которой через отверстие в корпусе отводится жидкость в дренажную систему.

8. Дроссель с регулятором типа Г55-2

Аппарат Г55-2 предназначен для регулирования скорости движения исполнительных механизмов путем плавного изменения расхода жидкости. В отличие от других дросселирующих устройств, дроссель с регулятором поддерживает постоянно расход жидкости при переменных нагрузках в исполнительном механизме. Определяющими деталями в этом аппарате являются редукционный клапан 4 и дроссель 2 щелевого типа, размещенные в общем корпусе 1 (рис. 10, а). Расход жидкости регулируется дросселем, а постоянство расхода в единицу времени обеспечивается редукционным клапаном 4 во взаимодействии с пружиной 3.

Достигается это следующим образом. От цилиндра механизма подача жидкость поступает в полость А и через кольцевую щель Д направляется в полость Б, а далее через щель Е в дросселе в полость отвода В.

При указанном направлении жидкости редукционный клапан 4 находится под действием двух сил: гидравлической, которая создается давлением жидкости со стороны полости *Б* и направлена вверх, и усилением пружины 3, рассчитанной на давление 0,2 — 0,3 МПа. Между полостями *А* и *Б* создается перепад давления, поэтому давление в полости *Б* всегда меньше давления в полости *А*. С увеличением давления в полости *А* мгновенно возрастают давление в полости *Б* и гидравлическая сила, действующая на клапан 4. При этом происходит перемещение клапана вверх, уменьшение проходной щели *Д* и падение давления в полости *Б*. Как только давление в полости *Б* станет меньше настройки пружины 3, клапан под действием пружины начнет перемещаться вниз, увеличивая щель, уменьшая одновременно с этим перепад давления между полостями *А* и *Б*. Давления в полости *Б* (перед дросселем) будет увеличиваться до тех пор, пока возросшая гидравлическая сила на клапан 4 не станет снова перемещать клапан в сторону пружины. Таким образом, редукционный клапан 4 устанавливается автоматически, удерживая практически постоянное давление в полости *Б* независимо от величины давления в полости подвода *А*.

Поскольку давление после дросселя и над клапаном, в полости расположения пружины, также постоянно, то в дросселе 2 перепад давления не зависит от нагрузки (величины давления в полости *А*) и сохраняется неизменным при токе жидкости через дроссель с регулятором.

Так как

$$q_{др} = f(\Delta p_{д}, F_{д}),$$

где $q_{др}$ — расход жидкости через дроссель;

$\Delta p_{д}$ — перепад давления в дросселе;

$F_{д}$ — площадь щели дросселя, то для данной настройки дросселя $q_{др}$ (при определенной величине $F_{д}$) будет величиной постоянной.

Исследование динамических характеристик дросселя с регулятором модели Г55-2, наиболее распространенной в промышленности, показали, что периодическое изменение нагрузки, например, при обточке детали с большим биением или при фрезеровании, вызывает неравномерность движения стола, особенно при малых скоростях [25].

Некоторое изменение скорости объясняется в основном инерционностью редукционного клапана и потока жидкости через дроссель, а также наличием силы трения между клапаном, которая значительно уменьшает собственную частоту регулятора и нарушает точность стабилизации перепада давления, а следовательно, и расхода жидкости через дроссель.

Изменение температуры масла в системе влияет на расходную характеристику дросселя с регулятором особенно при малых расходах.

9. Дроссель с регулятором и предохранительным клапаном типа Г55-1

Аппарат Г55-1 (рис. 11, а) предназначен для регулирования скорости исполнительного механизма. Совместное действие дросселя и регулятора обеспечивает равномерную скорость, которая не зависит от изменения нагрузки. Предохранительный клапан предохраняет систему от перегрузки. В аппарате предусмотрено дистанционное управление регулятором, необходимое для разгрузки насоса от давления.

От нерегулируемого насоса жидкость подводится к цилиндру через полость А и дроссель 1. Обычно производительность насоса больше расхода жидкости в системе, поэтому в полости А появляется избыток жидкости, которая отводится в полость И через кольцевую щель К.

Полость а через отверстия малого размера соединяется с полостями Б и З, а полость Ж через демпферное отверстие Е — с полостью Г. Поэтому клапан 4 находится под действием гидравлических сил и усилия пружины 2.

Уравнения равновесия сил, действующих на клапан 4,

$$p_n \frac{\pi D^2}{4} = p_p \frac{\pi D^2}{4} + F,$$

$$\Delta p_d = p_n - p_p = \frac{4F}{\pi D^2} =$$

$$= \text{const}, \quad (1)$$

где Δp_d — перепад давления в дросселе;

p_n — давление, создаваемое насосом (давление в полости А);

p_p — рабочее давление в цилиндре;

F — усилие пружины.

Из уравнения (1) следует, что при всех изменениях давления p_p , связанных с изменением нагрузки в исполнительном механизме, Δp_d остается величиной постоянной. Обеспечивается это клапаном 4, который автоматически изменяет давление p_n за счет дросселирования и избыточного количества жидкости в бак через щель К.

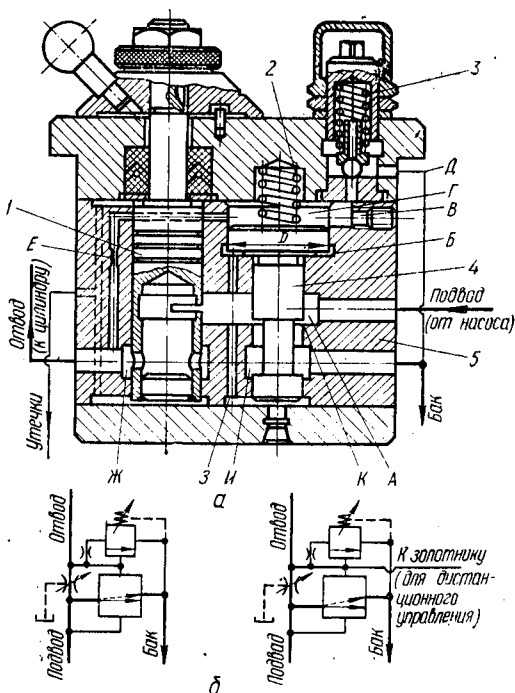


Рис. 11. Дроссель с регулятором и предохранительным клапаном типа Г55-1:

а — конструктивная схема; б — условное обозначение

Действительно, с возрастанием давления p_p равновесие сил, действующих на клапан 4, нарушается (клапан опускается вниз, уменьшая кольцевую щель K). В результате возрастают сопротивление в проточке K и давление p_n в проточке A . Это будет происходить до тех пор, пока силы, действующие на клапан 4, не уравновесятся.

Поскольку перемещения клапана 4, связанные с колебаниями рабочего давления p_p , очень малы, то изменения усилия F (жесткости пружины), перепада давления Δp_d и расхода жидкости будут практически незначительными.

Если давление p_p возрастет и станет больше настройки пружины 3 (шарикового клапана), то шарик поднимается, а жидкость из полости Γ через канал D начнет отводиться в бак. Благодаря демпферу E давление в полости Γ из-за течения жидкости из полости $\mathcal{K}$ упадет и станет меньше p_p . Равновесие сил, действующих на клапан 4, нарушится: клапан 4, переместившись вверх, увеличит щель K , а из полости A в полость $\mathcal{K}$ жидкость будет отводиться при давлении, соответствующем примерно настройке пружины 3.

Преимуществом регулятора скорости с предохранительным клапаном типа Г55-1 является автоматическое приспособление к режиму работы давления в насосе.

Из уравнения (1) видно, что насос работает под давлением p_n , превышающим давление p_p в рабочей полости цилиндра на величину $\frac{4F}{\pi D^2}$, которая в указанных регуляторах составляет 0,125—0,2 МПа. Поэтому гидросистема с регулятором типа Г55-1 более экономична, чем система с регулятором типа Г55-2.

Если полость Γ через отверстие B соединить с баком (например, при помощи золотника управления), то при падении давления в полости Γ произойдет подъем клапана 4, значительное увеличение щели K и почти свободный отвод жидкости из полости A в бак, т. е. произойдет разгрузка насоса.

По аналогичной схеме создан дроссель с регулятором и предохранительным клапаном в стыковом исполнении типа Г55-4.

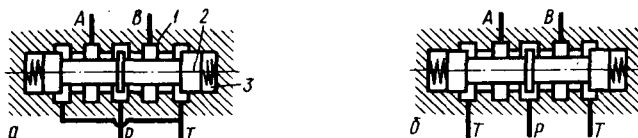
На рис. 11, б показано условное обозначение аппарата Г55-1 в двух модификациях: в обычном исполнении и приспособленном для дистанционного управления.

Дроссель с регулятором типа Г55-2 и дроссель с регулятором и предохранительным клапаном типа Г55-1 выпускаются в стыковом исполнении, имеют более рациональную форму, чем на рис. 10 и 11, однако идеи, заложенные в аппараты, остались почти неизменными.

10. Распределители типа P102

Распределители предназначены для изменения направления потока жидкости. В зависимости от схемы исполнения они применяются для реверса, остановки исполнительного механизма, для переключения насоса на разгрузочный режим работы и др.

В основном распределитель состоит из корпуса 1 с пятью внутренними проточками и золотника 2 с тремя буртиками, который под действием одинаковых пружин 3 устанавливается в среднее положение, если нет внешней нагрузки на торцы золотника. При этом буртики золотника располагаются относительно проточек в корпусе так, что насос (P), обе полости гидродвигателя (А и В) и бак (Т) между собой соединены. В данном случае насос и система разгружены от давления. При смещении золотника в крайнее левое положение насос подключается к полости В, а полость А —



Трехпозиционные		Двухпозиционные		Трехпозиционные		Двухпозиционные	
Четырехходовые				Пятиходовые			
№ схемы	Условное обозначение	№ схемы	Условное обозначение	№ схемы	Условное обозначение	№ схемы	Условное обозначение
14		574		15		575	
24		574 А		25		575 А	
34		574 Б		35		575 Б	
44		574 В		45		575 В	
54		574 Г		55		575 Г	
64		573		65			
74		73		75			
84				85			

б

Рис. 12. Распределители типа P102:

а — конструктивная схема четырехходового распределителя; б — конструктивная схема пятиходового распределителя; в — схемы исполнения

к баку. Изменение направления потока жидкости произойдет при смещении золотника в крайнее правое положение.

Пятиходовой трехпозиционный распределитель (рис. 12, б) отличается от четырехходового распределителя только тем, что жидкость в бак подводится по двум каналам.

Для смещения золотника в осевом направлении применяется несколько способов:

1. *Электромагнитный*, когда на торцы золотника воздействуют сердечники электромагнита толкающего типа. При обесточенных электромагнитах золотник под действием пружин устанавливается в среднее положение. Если, допустим, под током будет только левый электромагнит, то золотник сместится вправо.

2. *Электрогидравлический*, когда на торец золотника воздействует гидравлическая сила (схема управления распределителем усложняется введением трехпозиционного золотника с электрическим управлением, который подключается к торцовым полостям основного распределителя).

3. С ручным управлением от рукоятки или кнопки.

4. С пневматическим управлением.

5. Механическим управлением (от ролика).

Символические условные обозначения распределителей различных исполнений показаны на рис. 12, в. Схемы 14 и 15 являются условными обозначениями распределителей, которые изображены соответственно на рис. 12, а и 12, б. Эти распределители называются распределителями с открытым центром, так как при среднем (нулевом) расположении золотника все проточки, выполненные в корпусе золотника, и магистрали *P*, *A*, *B* и *T*, подведенные к корпусу распределителя, соединены между собой.

В распределителях, выполненных по схемам 24 и 25, при среднем положении золотника обеспечивается так называемое дифференциальное подключение гидродвигателя (глава III, 5). Распределители, изготовленные по схемам 34 и 35, применяются, когда необходимо отключить насос от гидродвигателя и обе его полости подключить к баку. Распределители, соответствующие схемам 44 и 45, называются распределителями с закрытым центром, так как при среднем положении золотника обе полости гидродвигателя отделены от насоса и бака и, кроме того, бак отключен от насоса.

Назначение четырехходовых распределителей, выполненных по схемам 54, 64, 74, 84, и пятиходовых (55, 65, 75 и 85) можно уяснить из их символических обозначений (рис. 12, в).

Двухпозиционные распределители (схемы 574, 574А, Б, В и Г, а также 575, 575А, Б, В и Г) применяются для изменения направления жидкости и используются нередко в контурах управления. Пунктирными линиями на символических изображениях показаны схемы соединения магистралей *P*, *T*, *A* и *B* при переключении золотника из нулевого положения в позицию *A*.

Шифр распределителей, необходимые пояснения и порядок оформления заказа приведены на рис. 13. Например, оформление заказа гидрораспределителя с электромагнитным управлением,

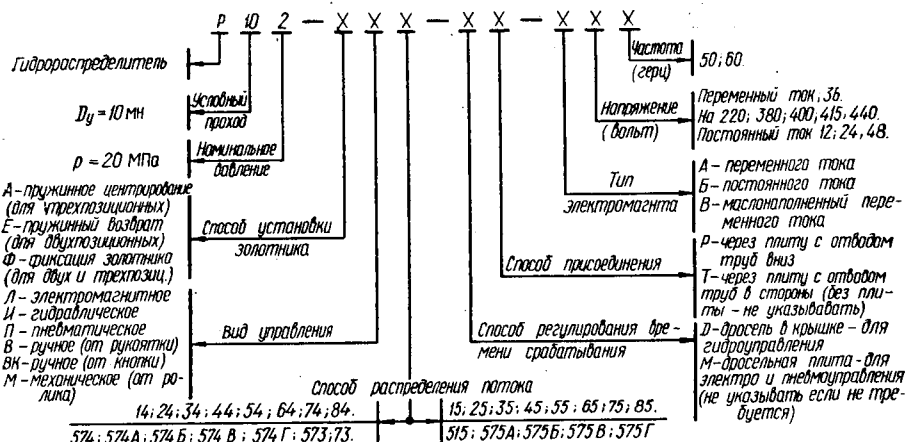


Рис. 13. Шифр распределителя и пример оформления заказа на распределитель

с пружинным центрированием золотника, со схемой распределения потока — 44; с присоединением через плиту для отвода труб в сторону, с напряжением переменного тока 220 В и частотой 50 Гц: Р102—АЛ44—Т—А22050.

При проектировании реальных машин с гидравлическим приводом необходимо пользоваться проспектом на распределители и аппаратуру управления, которые выпускаются заводами-изготовителями. В проспектах приведены основные технические параметры, общие виды аппаратов, присоединительные размеры, рекомендации по монтажу, уходу и др.

11. Миниатюрная гидравлическая аппаратура

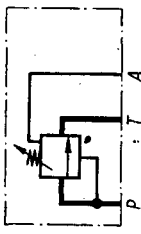
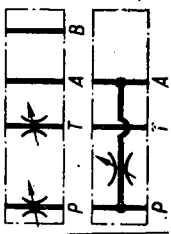
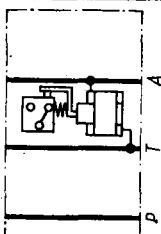
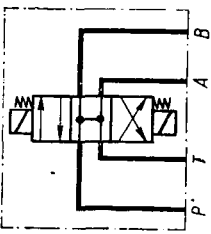
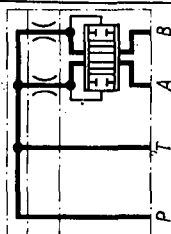
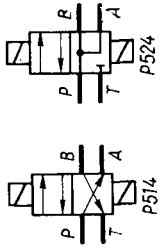
Для гидросистем с небольшим расходом жидкости (до 5—6 л/мин) получили применение гидроаппараты значительно меньших размеров по сравнению с традиционными аппаратами, названными миниатюрными. Принцип действия этих аппаратов не отличается от обычных, однако в конструкцию их внесены существенные изменения.

Во ВНИИГидроприводе (Харьков) разработан комплект миниатюрных аппаратов,* рассчитанный на работу при максимальных давлении 20 МПа и расходе жидкости 6,3 л/мин. В этот комплект входят: обратные клапаны, гидрозамок, предохранительные клапаны, клапаны давления и редуционный, дроссели, дроссели с обратным клапаном, индикатор (или реле) давления, распределители трехпозиционные и двухпозиционные с различными схемами исполнения и управления, другое вспомогательное оборудование, необходимое для монтажа этой аппаратуры.

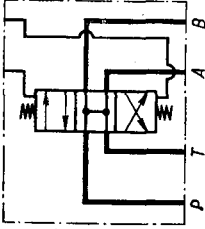
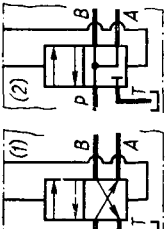
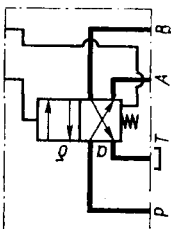
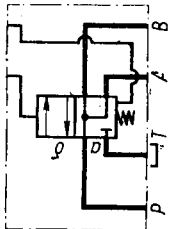
* ВНИИГидропривод. Миниатюрная гидроаппаратура (каталог). М.: Научно-исследовательский институт информации по машиностроению, 1972, 67 с.

Таблица 1

Шифр клапана	Условное обозначение	Пояснение	Шифр клапана	Условное обозначение	Пояснение
КА1		Предохранительный клапан прямого действия	КЖ1		Клапан разности давления нормально открытого (КЖ1) и нормально закрытого (КЖ2) типа. Применяется в сочетании с дросселем. КЖ1 поддерживает постоянный перепад давления в дросселе; КЖ2 поддерживает постоянный перепад давления в дросселе за счет перепуска жидкости на слив
КЕ111 КЕ121		Клапан давления нормально закрытого (КЕ111) и нормально открытого (КЕ121) типа. Применяются при дистанционном управлении	КЖ2		
КЕ311		Клапан давления нормально открытого типа. Применяется преимущественно в качестве редукционного клапана	Д1 Д2		Сдвоенный дроссель с обратным клапаном и дросселированием на линиях А и В при прохождении потока от нижней плоскости дросселя к верхней (Д1) и наоборот (Д2)

Шифр клапана	Условное обозначение	Пояснение	Шифр клапана	Условное обозначение	Пояснение
КЕ321		Клапан давления. Применяется преимущественно как клапан последовательного действия	Д3 Д4		Сдвоенный дроссел с дроселированием на линиях P и T . Предназначен для раздельного регулирования в магистралах P и T (Д3) и $D4$ — для применения с клапанами КЕ и КЖ
ИД		Индикатор давления типа ИД предназначен для подачи электрического сигнала о наличии давления в контролируемой магистрали (T) гидросистемы	P14Э1		Трехпозиционный распределитель. При среднем положении золотника все каналы сообщены между собой. Предусмотрено еще пять схем исполнения: 24, 34, 44, 54 и 64
КД		Подвод к клапану дельтовидному КД осуществляется по каналу P или T (или по P и T). Отводами к синхронизируемым органам являются каналы A и B	P514Э2 P524Э2		Двухпозиционные распределители. Любое положение золотника может быть принято исходным

Шифр клапана	Условное обозначение	Пояснение	Шифр клапана	Условное обозначение	Пояснение
К01		В обратном клапане К01 линии Т, А и В, а в клапанах К02 и К03 все линии служат каналами для пропуска жидкости от других аппаратов	Р514ЭЗ		Четырехлинейные двухпозиционные распределители с одним электромагнитом (постоянного или переменного тока) с пружинным возвратом золотника в исходное положение
К02					
К03					
ГЗ		В гидрозамке типа ГЗ нижние каналы А и В присоединяются к цилиндру, верхние — к распределителю	Р524ЭЗ		

Шифр распределителя	Условное обозначение	Пояснение	Двухпозиционные распределители с ручным и механическим управлением типа Р, РР и РМ	
Р14Г1		Трехпозиционный распределитель с пружинной установкой золотника в нулевое положение. В Р14Г1 каналы Р, Т, А и В сообщаются. Предусмотрены еще пять схем исполнения: 24, 34, 44, 54 и 64		
Р514Г2 (1) Р524Г2 (2)		Двухпозиционные распределители. Любое положение золотника может быть принято исходным		
Р514Г3		Двухпозиционные распределители с пружинным возвратом золотника в исходное положение.		
Р524Г3		В этих распределителях позиция а является исходной		

Предусмотрены все схемы исполнения: 13, 23, 33, 43, 53, 63, 514 и 524

Механическое управление с фиксацией

Ручное управление с фиксацией

Механическое управление

Кнопочное управление

Шифр клапана, условные обозначения на схемах исполнения гидравлической аппаратуры и некоторые пояснения приведены в табл. 1 и 2.

Особенностью этих аппаратов является то, что стыковые плоскости и размеры присоединительных отверстий у всех миниатюрных аппаратов одинаковые, поэтому допустим модульный принцип монтажа. Суть этого принципа состоит в том, что аппараты с различными функциональными назначениями присоединяются друг к другу в определенной последовательности, образуя вертикальный блок. Каждый из этих аппаратов (модулей) имеет две стыковые плоскости, одинаковые по размерам, количеству и расположению отверстий для прохода жидкости и установки крепежных деталей.

Распределитель при модульном монтаже устанавливается над всеми аппаратами, замыкая вертикальный блок. Замыкателем вертикального ряда может быть также клапан давления. Некоторые каналы в корпусе аппарата сделаны сквозными и служат для прохода жидкости, минуя данный модуль.

Модульный принцип монтажа гидравлической аппаратуры значительно уменьшает габариты всего устройства, сокращает количество трубопроводов и соединений и уменьшает время, необходимое для сборки гидросистемы.

Допустим и другой принцип монтажа миниатюрной аппаратуры: на панелях или же при помощи труб.

Глава II

НАСОСЫ И ГИДРОМОТОРЫ

1. Некоторые термины и определения

Насос — гидравлическая машина, в которой механическая энергия, приложенная к выходному валу, преобразуется в гидравлическую энергию потока рабочей среды.

Гидродвигатель — машина, в которой энергия потока рабочей среды преобразуется в энергию движения выходного звена. Если выходное звено в гидродвигателе в результате указанного преобразования энергии получает вращательное движение, то такую машину называют гидромотором, если поступальное, то силовым цилиндром (или гидромотором поступательного движения). Применяются гидродвигатели комбинированные, конструктивные особенности которых позволяют преобразовывать вращательное движение в поступательное перемещение выходного звена или же наоборот — поступательное во вращательное.

Гидромашина, которая может работать в режиме насоса или гидромотора, называется обратимой.

Под рабочей средой в гидромашинах понимается рабочая жидкость (минеральные масла, смеси, вода).

Рабочий объем гидромашины в насосе — это объем жидкости,

вытесняемый в систему за один оборот вала насоса; в гидромоторе — объем жидкости, необходимый для получения одного оборота вала гидромотора. Изготавливаются гидромашины с постоянным и переменным рабочим объемом. В соответствии с этим машины с постоянным рабочим объемом называются нерегулируемыми, а с переменным — регулируемыми.

Магистраль (гидролиния) — это трубопровод, по которому транспортируется рабочая жидкость. Различают магистрали всасывающие, напорные, нагнетательные) и сливные. По всасывающей магистрали рабочая жидкость движется к насосу из бака или от вспомогательного насоса (насоса подпитки); по напорной — от насоса (например, к распределителю, напорному золотнику или же непосредственно к гидродвигателю); по сливной — отвод жидкости после использования ее энергии (например, в бак).

2. Основные параметры гидромашины

Производительность насоса — это отношение объема подаваемой жидкости ко времени*. По принятой терминологии под производительностью насоса понимается объемная подача насоса.

Теоретическая производительность насоса (Q_T) — это расчетный объем жидкости, вытесняемый в единицу времени из его полости нагнетания.

Действительная производительность насоса (Q_d) уменьшается на величину ΔQ_n из-за обратного течения жидкости в насосе из полости с большим давлением (в основном из полости нагнетания) в полость всасывания и из-за утечки жидкости во внешнюю среду. Поэтому

$$Q_d = Q_T - \Delta Q_n,$$

а отношение

$$\frac{Q_d}{Q_T} = 1 - \frac{\Delta Q_n}{Q_T} = \eta_{об.н}, \quad (2)$$

где $\eta_{об.н}$ — объемный к. п. д. насоса.

Теоретическая производительность насоса прямо пропорциональна частоте его вращения, а величины обратного течения жидкости и утечек зависят от перепада давления (Δp) между полостями нагнетания и всасывания и увеличиваются с увеличением Δp .

Общий к. п. д. насоса

$$\eta_n = \eta_{об.н} \eta_r \eta_m,$$

где η_m — механический к. п. д.;

η_r — гидравлический к. п. д. (определяется, как правило, на испытательных стендах).

* В технических характеристиках, которые приведены в паспортах к насосам отечественного производства и в материалах по насосам, применен термин «производительность» насоса, а не «подача».

Объемные потери и объемный к. п. д. гидромотора. При работе машины в режиме гидромотора в приемную его полость поступает жидкость под давлением от насоса. Объемные потери в гидромоторе сводятся в основном к утечкам жидкости через зазоры между сопрягаемыми элементами. Это приводит к тому, что подводимый объем жидкости Q_{Π} превышает геометрический, т. е. его теоретическое значение Q_T . В соответствии с этим объемные потери в гидромоторе уменьшают частоту вращения выходного вала, поэтому

$$\eta_{об. м} = \frac{Q_T}{Q_{\Pi}},$$

где $Q_T = Q_{\Pi} - \Delta Q_M$, ΔQ_M — объемные потери в гидромоторе, тогда

$$\eta_{об. м} = 1 - \frac{\Delta Q_M}{Q_{\Pi}}.$$

Учитывая, что $Q_T = Q_T + \Delta Q_M$, находим

$$\eta_{об. м} = 1 - \frac{\Delta Q_M}{Q_T + \Delta Q_M}. \quad (3)$$

Мощность и крутящий момент на валу гидромотора. Теоретическая мощность гидромашин N_T , под которой понимается мощность, эквивалентная при данном перепаде давления Δp теоретической производительности (или теоретическому расходу) машины $Q_T = qn$, определяется по формуле

$$N_T = Q_T \Delta p = \Delta p q n, \quad (4)$$

где q — рабочий объем жидкости, вытесняемый или поглощаемый машиной за один оборот);

n — частота вращения машины.

Фактическая мощность $N_{ф. н}$ электродвигателя, от которого приводится во вращение насос, с учетом η_n определяется по выражению

$$N_{ф. н} = \frac{\Delta p q n n_n}{\eta_n}, \quad (5)$$

где q_n — рабочий объем насоса;

n_n — частота вращения насоса.

Действительная мощность, развиваемая гидромотором,

$$N_{ф. г} = \Delta p q_m n_m \eta_m, \quad (6)$$

где q_m — рабочий объем гидромотора;

n_m — частота вращения гидромотора;

η_m — общий к. п. д. гидромотора.

Выразив крутящий момент через теоретическую мощность $N_T = \Delta p q n$ и угловую скорость $\omega = 2\pi n$, получим теоретическую величину крутящего момента для гидромашин:

$$M_T = \frac{N_T}{\omega} = \frac{N_T}{2\pi n} = \frac{Q_T \Delta p}{2\pi n}. \quad (7)$$

В единицах СИ

$$N_{\tau} = \frac{Q_{\tau} \Delta p}{1000} \text{ Вт, а } M_{\tau} = \frac{N_{\tau}}{\omega}, \quad (8)$$

где ω — угловая скорость, рад/с;

Q_{τ} — подача (расход), м³/с.

Величина крутящего момента при номинальном давлении, которая считается основным параметром гидромотора, и объемный к. п. д. приводятся в технической характеристике.

3. Гидравлические машины шестеренного типа

Шестеренные машины в современной технике нашли широкое применение. Их основным преимуществом является конструкционная простота, компактность, надежность в работе и сравнительно высокий к. п. д. В этих машинах отсутствуют рабочие органы, подверженные действию центробежной силы, а также элементы, движущиеся с ускорением, что позволяет эксплуатировать их при частоте вращения до 20 с⁻¹.

В машиностроении шестеренные машины применяются в системах с дроссельным регулированием скорости гидродвигателя при сравнительно больших диапазонах давления.

Шестеренные насосы. Основную группу шестеренных насосов составляют насосы, состоящие из двух прямозубых шестерен внешнего зацепления с одинаковым числом зубьев эвольвентного профиля. Применяются и другие конструктивные схемы, например, насосы с внутренним зацеплением, со спиральными или шевронными зубчатыми колесами, двух- или трехрядные насосы, а также винтовые насосы. Условная классификация конструктивных особенностей этого типа насосов приведена в работах [26, 38].

Конструктивная схема насоса с одной парой шестерен показана на рис. 14, а. При вращении шестерен в указанном направлении в полости *В* (полость всасывания) зубья выходят из зацепления, создавая вакуум, который засасывает жидкость в эту полость из бака. Из полости *В* жидкость, заключенная во впадинах, переносится в полость *Н* (полость нагнетания). В полости *Н* зубья, входящие в зацепление, выталкивают жидкость из впадин в магистраль.

Давление в полости *Н* определяется нагрузкой в гидродвигателе и сопротивлением системы и всегда больше давления, чем в полости *В*. Поэтому жидкость стремится проникнуть из полости *Н* через зазоры между шестернями и корпусом в полость *В*. Это обратное течение жидкости или внутренние утечки идут по трем направлениям: через радиальные зазоры между вершинами зубчатых колес и внутренней расточкой корпуса, через торцовые зазоры и места контакта зубьев шестерен. Обратное течение жидкости уменьшает производительность насоса; величина его зависит от качества изготовления компенсирующих устройств, которые специально вводятся в конструкцию насоса для повышения объемного к. п. д. насоса и сохранения его в течение всего срока службы.

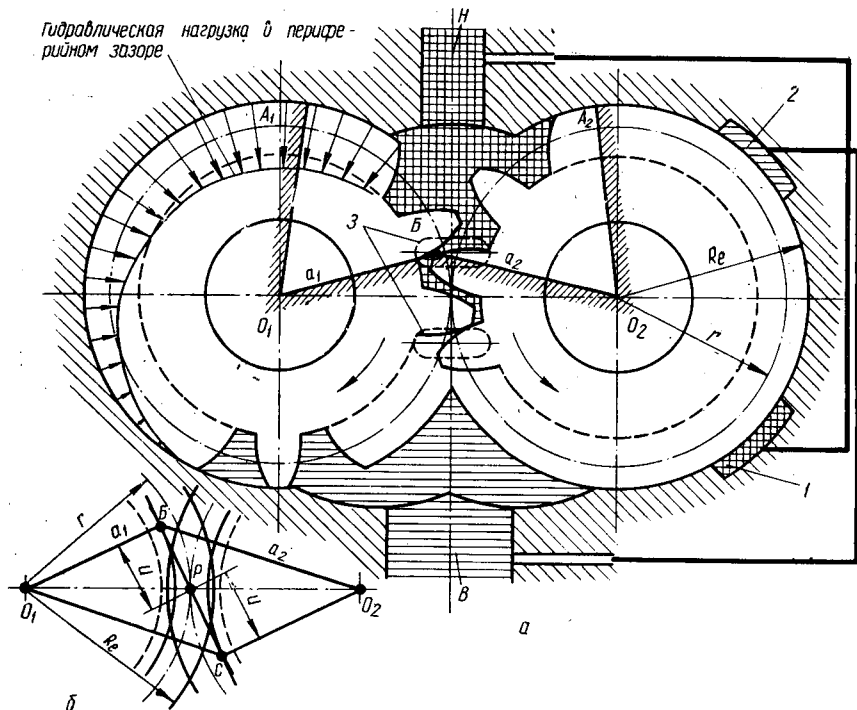


Рис. 14. Машина шестеренного типа:
 а — конструктивная схема; б — схема зубчатого зацепления

Известные теоретические и эмпирические формулы производительности шестеренных насосов и их анализ приведены в работе [38].

На практике для определения производительности шестеренных насосов обычно пользуются приближенной эмпирической формулой, полученной при условии допущения, что насос за каждый оборот переносит из полости В в полость Н количество жидкости, равное сумме объемов впадин между зубьями, и что объем впадины равен объему зуба.

При таком допущении рабочий объем насоса

$$q = 4\pi rmb,$$

где $r = \frac{mz}{2}$ — радиус начальной окружности;

z — число зубьев шестерни;

m — модуль зацепления;

b — ширина шестерни.

Теоретическая производительность насоса в минуту

$$Q_T = 2\pi m^2 z b n, \quad (9)$$

где n — частота вращения.

Из формулы (9) видно, что целесообразно иметь шестерни

с большим модулем, так как производительность насоса пропорциональна квадрату модуля.

Более точная формула производительности насоса, выведенная на основании теории зубчатого зацепления, имеет такой вид:

$$Q_T = 2\pi b n (R_e^2 - r^2 - u^2), \quad (10)$$

где R_e — радиус окружности выступов;

u — половина длины линии зацепления (рис. 14, б).

Разница между теоретической производительностью шестеренного насоса, определенной по формуле (9), и производительностью, подсчитанной по формуле (10), составляет несколько процентов, т. е. практически неощутима.

Поскольку значение u изменяется от 0 до $0,5l$ (l — длина линии зацепления) то, подставив вместо u соответствующие величины, получим:

$$Q_{T \max} = 2\pi b n (R_e^2 - r^2)$$

и

$$Q_{T \min} = 2\pi b n \left(R_e^2 - r^2 - \frac{l^2}{4} \right),$$

т. е. подача жидкости в полость H будет не равномерной, а пульсирующей, и будет происходить при повороте шестерен на угол, соответствующий одному шагу.

Равномерность подачи жидкости шестеренным насосом зависит от числа зубьев шестерни и угла зацепления. Чем больше зубьев у шестерни, тем меньше неравномерность подачи жидкости насосом, однако при этом уменьшается производительность насоса при тех же габаритах.

Следует отметить, что неравномерность подачи и, как следствие, неравномерность давления в нагнетательной полости насоса сглаживается благодаря сжимаемости жидкости в системе, объем которой несравненно больший, чем мгновенная подача насоса.

Объемный к. п. д. шестеренного насоса $\eta_{об}$ зависит от величины торцовых и радиальных зазоров. Для насосов типа Ш производительностью 5—125 л/мин $\eta_{об} = 0,8 \div 0,94$. Для насосов типа НШ $\eta_{об} = 0,9$.

Есть еще и другие обстоятельства, уменьшающие объемный к. п. д. насоса. При больших скоростях движения жидкости и больших сопротивлениях во всасывающей полости насоса может возникнуть турбулентное движение, а следовательно, и вероятность разрыва столба жидкости. Поэтому необходимо нормировать скорость жидкости во всасывающем трубопроводе. Эта скорость должна находиться в пределах 3,5—5 м/с.

Гидравлические потери, возникающие при движении жидкости по внутренним каналам насоса, учитываются гидравлическим к. п. д. $\eta_r = 0,97 \div 0,98$.

Механический к. п. д. насоса η_m зависит от конструкции опор, качества изготовления, а также от величины перепада давления между полостями H и B .

Наиболее нагруженными элементами шестеренного насоса являются его опоры, воспринимающие усилия от давления жидкости на шестерни и реакции вращающего момента. Спад давления от полости H до полости B происходит постепенно (рис. 14, a), а закон распределения давлений по периферии шестерен, как показали исследования, имеет параболический характер.

Величину и направление результирующих сил, действующих на шестерни насоса, можно определить теоретически по методике, предложенной Е. А. Рыбкиным и А. А. Усовым [38]. Однако для практических расчетов результирующие силы с достаточной точностью могут быть получены по формулам:

для ведущей шестерни

$$P_{\text{рез}} = (0,75 \div 0,8) p b R_e;$$

для ведомой шестерни

$$P_{\text{рез}} = (0,8 \div 0,9) p b R_e.$$

Крутящий момент, возникающий от давления жидкости в полости H , вызывает реакции, которые для ведомой шестерни увеличивают суммарную, односторонне действующую, нагрузку на опоры и для ведущей шестерни уменьшают ее на ту же величину.

Для снижения усилий от гидравлического давления (со стороны зоны нагнетания и нагрузок в периферийном зазоре) существует несколько решений. В насосах одностороннего вращения полость нагнетания выполняют в виде узкой щели, а полости всасывания расширяют до центра шестерни и даже выше. У насосов, предназначенных для работы при высоком давлении, частичная разгрузка опор обычно достигается за счет гидравлической балансировки (рис. 14, a). Диаметрально противоположные камеры 1 и 2, соединенные при помощи обводных каналов соответственно с полостями H и B , значительно уменьшают величину результирующих сил.

Помимо двух сил, действующих на опоры шестерен, возможно появление гидравлической силы в зоне контакта при беззазорном зацеплении или же, когда шестерни изготовлены с коэффициентом перекрытия $\epsilon > 1$. В таком случае в зоне контакта образуется замкнутый объем, из которого жидкость под большим давлением выдавливается через зазоры. Возникающая при этом распирающая сила достигает значительных размеров, воспринимается опорами и зубьями шестерен и является причиной их преждевременного износа, увеличения потерь мощности и ухудшения к. п. д. насоса.

Для устранения указанных явлений применяются различные конструктивные приемы, смысл которых сводится либо к соединению замкнутого объема с полостями нагнетания или всасывания, либо к уменьшению коэффициента перекрытия до значений, близких к единице. Наиболее распространен метод отвода жидкости через разгрузочные канавки 3, выполненные в боковых стенках корпуса насоса.

Гидромашины шестеренного типа являются обратимыми и могут выполнять функцию гидромоторов. Благодаря небольшой стоимости и компактности шестеренные гидромоторы завоевали популярность и применяются в различных отраслях машиностроения для передачи сравнительно небольших крутящих моментов. Следует учитывать, что равномерное вращение вала шестеренного гидромотора ограничивается минимальной частотой вращения (до 1 с^{-1}). Опоры должны выполняться в виде подшипников качения, так как трение подшипников скольжения при низких скоростях велико. Зазоры, необходимые для работы шестеренного гидромотора, и неуравновешенные гидравлические нагрузки внутри гидромотора снижают его к. п. д.

Для вывода формулы крутящего момента, развиваемого шестеренным гидромотором, заменим сложный контур в зоне H прямым A_1O_1 , O_1B , A_2O_2 и O_2B (рис. 14, а). Точка P (рис. 14, б) соответствует точке контакта двух сопряженных шестерень.

Гидравлическая сила, действующая на плече A_1O_1 (рис. 14, а), равна $pR_e b$.

Относительно точки O_1 она создает момент

$$M_{1,1} = p \frac{R_e^2}{2} b.$$

Момент, действующий на плече O_1B ,

$$M_{1,2} = p \frac{a_1^2}{2} b.$$

Крутящий момент, создаваемый гидравлическими силами на контуре A_1O_1B ,

$$M_1 = M_{1,1} - M_{1,2} = \frac{pb}{2} (R_e^2 - a_1^2)$$

Момент на контуре A_2O_2B

$$M_2 = \frac{pb}{2} (R_e^2 - a_2^2)$$

Крутящий момент на выходном валу

$$M_K = M_1 + M_2 = \frac{pb}{2} \left[2R_e^2 - (a_1^2 + a_2^2) \right] \quad (11)$$

Разность расстояний a_1 и a_2 можно заменить параметрами зубчатых колес. Для этого рассмотрим схему зацепления (рис. 14, б). У параллелограмма O_1BO_2C , как известно, сумма квадратов диагоналей равна сумме квадратов всех сторон:

$$(2r)^2 + (2u)^2 = 2a_1^2 + 2a_2^2,$$

или

$$a_1^2 + a_2^2 = 2(r^2 + u^2).$$

Подставив это значение в уравнение (11), получим

$$M_k = -\frac{pb}{2} (2R_e^2 - 2r^2 - 2u^2) = pb(R_e^2 - r^2 - u^2). \quad (12)$$

В правой части формулы (12) переменной величиной является $u=0,5 l$ (половина длины линии зацепления, которая при вращении шестерен для каждой пары зубьев изменяется в пределах от $0,5 l$ до нуля). Следствием этого является переменность крутящего момента, причем пульсация его оказывается ощутимой при малых оборотах.

4. Пластиначные насосы и гидромоторы

Различают пластиначные (или лопастные) насосы* и гидромоторы однократного и двойного действия. В машинах однократного действия за один оборот вала происходит полный цикл работы, включающий процессы всасывания и нагнетания; два процесса всасывания и два процесса нагнетания происходят в машинах двойного (или двукратного) действия. Пластиначные машины изготавливаются нерегулируемыми, т. е. с постоянной производительностью (подачей) и регулируемыми. В станкостроении пластиначные насосы применяются главным образом в гидроприводах подач агрегатных, сверлильно-расточных, отделочно-расточных и других станков, а также в механизмах, предназначенных для транспортировки, индексации, зажима и загрузки заготовок, обрабатываемых на автоматизированных станках и линиях. Нашли они применение и в других отраслях машиностроения.

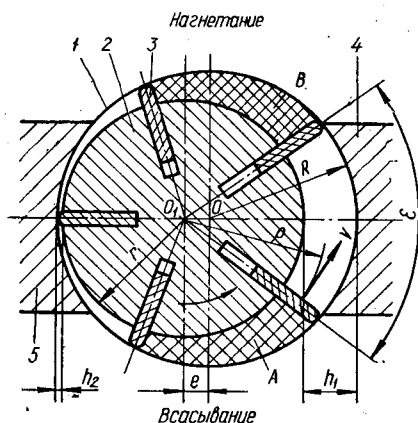


Рис. 15. Схема пластиначного насоса однократного действия

При выборе насосов и гидромоторов для гидропередачи учитываются особенности конструкции, влияющие на равномерность подачи и расхода, срок службы и технологические факторы, которыми определяется их стоимость. Пластиначные машины являются наиболее совершенными и дешевыми. Лучшие образцы этих машин рассчитаны на работу при давлении до 12,5—14 АПа.

Насосы однократного действия. Принципиальная схема пластиначного насоса однократного действия показана на рис. 15. При вращении ротора 2 радиально расположенные пластины 3 под дей-

* Начиная с 1935 г. насосы и гидромоторы подобного типа известны как лопастные [17].

ствием центробежной силы прижимаются к внутренней поверхности статора 1. Так как центр статора O смещен относительно центра ротора O_1 на величину e , то при вращении ротора изменяются объемы камер A и B . Увеличение объема камеры A вызывает разрежение, поэтому камера A заполняется жидкостью из бака под действием атмосферного давления; в этой зоне происходит всасывание. Уменьшение объема камеры B сопровождается выталкиванием или нагнетанием жидкости в напорную магистраль насоса. Чтобы отделить зону нагнетания от зоны всасывания, предусмотрены уплотнительные перемычки 4 и 5, расположенные внутри угла ε , величина которого

$$\varepsilon \geq \beta, \quad (13)$$

где $\beta = \frac{2\pi}{z}$ — угол между пластинами;

z — число пластин.

Из рис. 15 можно записать следующие зависимости:

$$h_1 = R - r + e,$$

$$h_2 = R - r - e,$$

где R — радиус статора;

r — радиус ротора.

Ход пластины в радиальном направлении

$$h_1 - h_2 = 2e.$$

Теоретическую производительность насоса однократного действия можно определить следующим образом. Если n — частота вращения ротора в минуту, ρ — текущий радиус-вектор от центра давления рабочей площади пластины, а ω — угловая скорость, то окружная скорость центра давления пластины

$$v = \omega \rho = 2\pi n \rho.$$

Элементарный теоретический объем жидкости, подаваемый пластиной,

$$dQ_m = 2\pi n b \rho d\rho,$$

где b — ширина пластины.

Минутный расход

$$Q_T = 2\pi b n \int_{R-e}^{R+e} \rho d\rho = \pi b n [(R+e)^2 - (R-e)^2] = 4\pi b R e n. \quad (14)$$

Если R , e и b выражены в см, то

$$Q_T = 0,01256 R e b n \text{ л/мин.} \quad (15)$$

У И. З. Зайченко и Л. М. Мышлевского [17] в формулу теоретической производительности введен коэффициент k , учитывающий число пластин z , который стремится к единице при $z > 10$ (при $z=3$ $k=0,827$; при $z=10$ $k=0,984$).

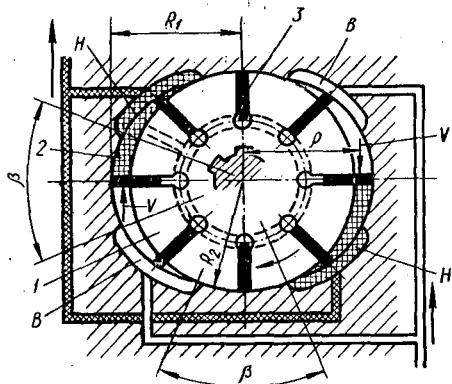


Рис. 16. Принципиальная схема насоса лопастного двойного действия типа Г12

односторонне действующая сила $P = 2Rbp$ (где p — давление в полости нагнетания), которая воспринимается опорами ротора. Максимально допустимое давление в полости нагнетания определяется параметрами и нагрузочной способностью подшипников. Так как при больших давлениях требуются громоздкие подшипники, то в известных конструкциях машин однократного действия пластинчатого типа давление, развиваемое ими, не превышает 7,0 МПа.

Пластинчатые насосы типа Г12. Они являются насосами двойного действия, лишены некоторых недостатков насосов однократного действия и поэтому более распространены.

Обладают они такими конструктивными особенностями (рис. 16):

1. Центр ротора 1 совпадает с центром статора 2, поэтому при постоянной частоте вращения ротора производительность насоса неизменна.

2. В корпусе насоса симметрично расположены две полости всасывания B и две полости нагнетания H , поэтому за один оборот ротора с пластинами 3 дважды происходит процесс всасывания и нагнетания. Из-за диаметрально противоположного размещения полостей давление на ротор уравнивается, а подшипники ротора полностью разгружены от гидравлических сил.

3. Внутренний профиль статора образован двумя дугами радиусов R_1 и R_2 , описанными из одного центра (в пределах угла $\beta \approx 45^\circ$, если в насосе восемь пластин) и переходными кривыми сопрягающими указанные дуги. Профиль переходных кривых обеспечивает постоянное ускорение пластины относительно ротора, а следовательно, равномерное нарастание объема жидкости в полости B и такое же равномерное вытеснение жидкости из полости H .

4. Жидкость из полости H подведена под торцы пластин, поэтому радиальное перемещение пластин и прижим их к статору производится не только центробежной силой, но и силой гидравли-

Если в конструкции насоса не предусмотрена возможность изменения величины e , то такие насосы при постоянной частоте вращения ротора имеют стабильную производительность. Насосы, у которых статор смещается относительно центра ротора на величину $\pm e$, являются регулируемыми и реверсивными.

При диаметральной расположении зон всасывания и нагнетания ротор подвергается большой нагрузке со стороны полости нагнетания.

Поэтому в насосе возникает

ческой, равной pbt (где p — давление в полости нагнетания; b — ширина пластины и t — толщина пластины).

5. В реальных конструкциях насосов пластины по отношению к радиусу ротора располагаются под углом в $8-13^\circ$ (большие значения угла соответствуют большим размерам насоса), что необходимо для устранения заклинивания пластин в зоне H при скольжении их по переходным кривым профиля статора.

При вращении ротора в указанном направлении пластины, расположенные в зонах В (на участках переходных кривых), отходят от центра ротора, в результате чего объем между пластинами увеличивается — происходит процесс всасывания. Обратный процесс — нагнетание будет иметь место в зонах H , где пластины отжимаются к центру ротора и объем между пластинами уменьшается. Движение пластин в радиальном направлении отсутствует на участках статора, образованных дугами радиусов R_1 и R_2 .

Пластины при своем круговом перемещении по концентрическим участкам, описанным радиусом R_1 , переносят объем жидкости, равный произведению скорости центра движения жидкости v на площадь пластины f :

$$Q_1 = 2vf = 2vb(R_1 - R_2). \quad (16)$$

Подставив значение

$$v = \omega r = 2\pi n \frac{R_1 + R_2}{2}$$

в формулу (16), получим

$$Q_1 = 2\pi nb(R_1^2 - R_2^2).$$

С учетом объема, занимаемого пластинами, эта производительность должна быть уменьшена на величину $q = 2(R_1 - R_2)btzn$.

Таким образом, производительность насоса, л/мин, двойного действия

$$Q_T = Q_1 - q = 0,002 (R_1 - R_2) [\pi(R_1 + R_2) - tz], \quad (17)$$

где R_1, R_2, b — в сантиметрах

Объемный кпд $\eta_{об}$ пластинчатых насосов двойного действия указывается заводом-изготовителем в технической характеристике. В зависимости от производительности и давления $\eta_{об} = 0,85-0,95$.

Елецкий завод «Гидропривод» выпускает большое количество типоразмеров насосов производительностью от 5 до 200 л/мин для работы при максимальном давлении 6,4 — 12,5 МПа и несколько типоразмеров пластинчатых гидромоторов двойного действия.

Пластинчатые гидромоторы. Если в конструкции предусмотрен принудительный прижим пластин к статору, то пластинчатые насосы могут быть обратимыми. Пластины в гидромоторах располагаются радиально. Нередко в корпусе гидромотора размещается распределитель, необходимый для реверсирования. Эту функцию

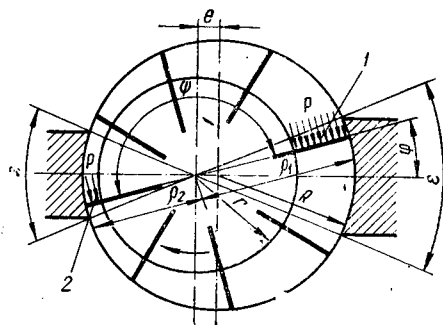


Рис. 17. Принципиальная схема пластинчатого насоса однократного действия

может выполнять также распределитель, установленный в гидросистеме между насосом и гидромотором.

Принципиальная схема, поясняющая возникновение крутящего момента в пластинчатом гидромоторе однократного действия, показана на рис. 17. Крутящий момент, развиваемый пластиной 1,

$$M_1 = pb(\rho_1 - r) \left(r + \frac{\rho_1 - r}{2} \right) = \frac{pb}{2} (\rho_1^2 - r^2).$$

Крутящий момент на пластине 2

$$M_2 = \frac{pb}{2} (\rho_2^2 - r^2).$$

Крутящий момент, развиваемый гидромотором,

$$M = M_1 - M_2 = \frac{pb}{2} (\rho_1^2 - \rho_2^2), \quad (18)$$

где p — давление жидкости.

Выразив радиусы ρ_1 и ρ_2 в полярных координатах после ряда преобразований, получим для гидромотора (при $\psi = \pi$) с четным числом пластин [17]

$$M = 2pbRe \cos \varphi. \quad (19)$$

Из уравнения (19) видно, что величина крутящего момента, развиваемая гидромотором, изменяется по закону косинуса при изменении угла φ от $-\frac{\pi}{z}$ до $+\frac{\pi}{z}$, когда $\frac{\pi}{z} = \frac{e}{2}$.

Максимальное значение крутящего момента

$$M_{\max} = 2pbRe. \quad (20)$$

Минимальное значение крутящего момента при $\varphi = \frac{\pi}{z}$.

$$M_{\min} = 2pbRe \cos \frac{\pi}{z}. \quad (21)$$

Для гидромотора с нечетным числом пластин величина крутящего момента

$$M = pbRe [\cos \varphi - \cos (\varphi + \psi)], \quad (22)$$

где $\psi = \pi - \frac{\pi}{z}$ при изменении φ от $\frac{\pi}{z}$ до 0;

$\psi = \pi + \frac{\pi}{z}$ при изменении φ от 0 до $-\frac{\pi}{z}$.

Степень неравномерности крутящего момента для гидромоторов с четным числом пластин [17]

$$\delta_m = \frac{500}{z^2} \% , \quad (23)$$

а для гидромоторов с нечетным числом пластин

$$\delta'_m = \frac{125}{z^2} \% . \quad (24)$$

Из уравнений (23) и (24) видно, что степень неравномерности для гидромоторов с нечетным числом пластин значительно меньше, чем для гидромоторов с четным числом пластин.

Конструктивная схема пластинчатого гидромотора двойного действия аналогична схеме насоса двойного действия, однако имеются отличия. Пластины в гидромоторе располагаются радиально: каждая пластина при помощи коромыслообразной пружины прижимается к статору. Поэтому насосы двойного действия (Г12, БГ12) не обратимы.

Теоретическая величина крутящего момента равна удвоенному моменту от давления жидкости на две пластины, расположенные в одной плоскости и контактирующие со статором, на радиусе R_1 (рис. 16)

$$M_k = 2pfr,$$

где $f = b(R_1 - R_2)$ — площадь пластины, см²;

$\rho = \frac{R_1 - R_2}{2}$ — радиус до центра давления пластины, см.

Подставив значения f и ρ , получим

$$M_k = 0,1 pb(R_1^2 - R_2^2). \quad (25)$$

Конструкция пластинчатой машины в основном определяется формой пластины и способом ее поджима к статору. Пластина является наиболее уязвимой деталью, так как она подвергается ложным и попеременным силовым воздействиям, большим контактным нагрузкам и износу. Поэтому рассмотрение конструктивных особенностей пластин, получивших наибольшее распространение, представляет интерес.

На рис. 18 (схемы 1—8) показаны конструкции пластин, способы их встройки в ротор и методы принудительного прижима пластин к статору.

В насосах типа Г12, БГ12, в гидромоторах типа МГ16, в насосах автозавода им. Лихачева, фирм «Vickers» и «Racine» (США) других применяются пластины (или замыкатели) малых размеров (толщина $t = 2,25 \div 3$ мм; высота $h = 12 \div 30$ мм; ширина $b = 20 \div 30$ мм). Для надежного разделения полостей всасывания от полостей нагнетания одной центробежной силы в этом случае недостаточно, поэтому прижим пластин (рис. 18, схемы 1, 2, 4, 5 и 6) производится также гидравлической силой.

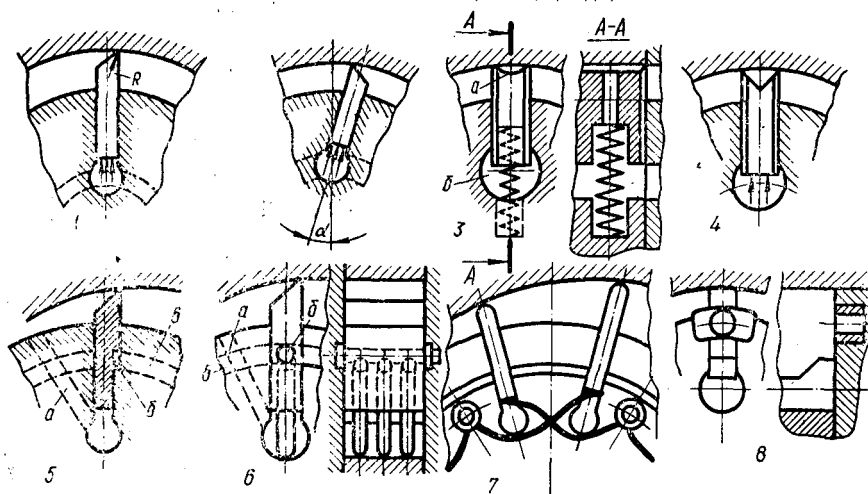


Рис. 18. Конструкция пластин и способ сборки их в ротор машины пластинчатого типа

Величина давления, развиваемого насосом двойного действия пластинами (рис. 18, схемы 1 и 2), обычно не превышает 7 МПа. При более высоких давлениях в зоне всасывания пластины прижимаются с большим усилием к статору, что повышает износ пластины и статора. Для увеличения долговечности насоса применяются различные способы разгрузки пластин.

В схеме 5 пластина и паз в роторе выполнены ступенчатыми, причем толщина внутренней части пластины равна примерно $\frac{2}{3}$ от наружной части. К торцу пластины по каналу *a* направляется жидкость под малым давлением в зоне всасывания и большим — в зоне нагнетания. Кольцевые пазы *б*, расположенные в распределительных дисках, соединены с полостью нагнетания, поэтому пластины при движении в зоне нагнетания прижимаются к статору центробежной силой или давлением жидкости, которое распространяется на всю площадь пластины. В зоне всасывания гидростатическая сила воспринимается пластиной только со стороны камеры *б*, в результате чего суммарная сила существенно уменьшается в сравнении с конструкциями, работающими по схемам 1 и 2 (рис. 18).

В схеме 6 (рис. 18) показан так называемый дифференциальный способ поджима пластин к статору. В пластину встроено несколько цилиндрических стержней, упирающихся в дно паза ротора. Под торец пластины по отверстию *a* подводится жидкость под малым давлением в зоне всасывания и большим — в зоне нагнетания, а через поперечное отверстие *б* в пластине на стержни всегда действует постоянное давление из проточки *в*, подключенной к полости нагнетания. Таким образом пластина прижимается усилием, величина которого определяется давлением жидкости и площадью

поперечного сечения стержня. Существует еще несколько способов разгрузки пластин [17].

Для увеличения центробежной силы пластины делают массивными (рис. 18, схема 3), а для лучшей их радиальной нагрузки в моменты перехода из полости всасывания в полость нагнетания и частичной разгрузки предусмотрены сквозные отверстия в пластине и боковые канавки, соединяющие пространство *б* под пластинами с камерой *а*. Недостатком насосов, выполненных по схеме 3, является возможность поломки пружин, работающих в условиях частых деформаций.

В схеме 7 постоянство поджима пластин к статору, что необходимо в гидромоторах, осуществляется коромыслообразными пружинами, которые в отличие от спиральных пружин имеют постоянный, заранее установленный, неизменяющийся натяг и не подвергаются частым деформациям.

Фирма «Oswald Forst» (ФРГ) выпускает регулируемые насосы «Епог», у которых пластины перемещаются в радиальном направлении принудительно (схема 8) с помощью сухарей, скользящих в кольцевых пазах боковых дисков.

В гидромашинах *роликового* типа использован принцип работы пластинчатых нерегулируемых машин. Изготавливаются они фирмой «Habowon Eaton» (Англия), являются обратимыми и применяются в гидроусилителях рулевого управления грузовых автомобилей.

На рис. 19, *а* показана конструктивная схема насоса. Ротор 3 соединен при помощи шпонки с выходным валом 1. Внутренняя расточка статора 2 выполнена по сложному профилю фирмой «Habowon Eaton», но в принципе может изготавливаться в виде окружности для насосов, которые перекачивают жидкость под небольшим давлением [5]. Шесть пустотелых роликов 4, установленных в пазах ротора, под действием центробежной силы прижимаются к внутреннему профилю статора. Поскольку ротор расположен эксцентрично относительно статора, то при указанном направлении вращения происходит всасывание через окна *А* и *Б*, а нагнетание через окна *В* и *Г*.

Фирма «Habowon Eaton» изготавливает три типоразмера насосов (модели 35, 36 и 37, у которых соответственно длина ролика 12,7; 17,8 и 22,9 мм; наружный диаметр ролика равен 10,3 мм, внутренний — 8,33 мм). Насос обладает высоким объемным к. п. д. и работает бесшумно.

Насос, выпускаемый фирмой «Mechanism Co» (рис. 19, *б*), отличается от рассмотренной машины роликового типа тем, что, вместо роликов в пазах ротора 2 установлены лопатки 3 с переменным (бочкообразным) сечением по высоте. Зазор *А* между статором и ротором предотвращает повышение давления в замкнутой контуре между соседними лопатками. Контакт лопаток с ротором и статором происходит соответственно по линиям *В* и *С* и поверхности *Д*. Даже при некотором износе мест сопряжения обеспечивается надежное уплотнение.

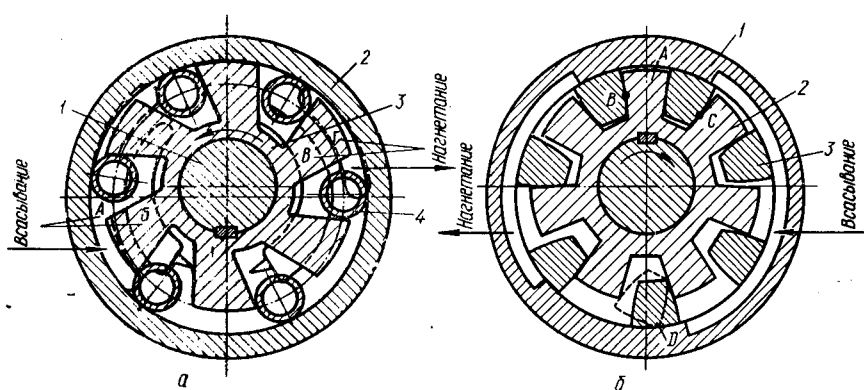


Рис. 19. Гидромашины, работающие по принципу лопастных машин:
 а — роликового типа; б — с бочкообразными лопатками.

Срок службы лопастных машин зависит от многих факторов, но в основном от величины действующего контактного напряжения.

Уменьшение этой величины может быть достигнуто ограничением рабочего давления и увеличением радиуса скругления кромок лопаток, прилегающих к статору. В этом отношении машины роликового типа и с лопатками в виде бочек обладают существенными преимуществами в сравнении с лопастными машинами, у которых радиус скругления верхней кромки лопатки значительно меньше и составляет в насосах типа Г12 0,2—1 мм, а насосах фирмы «Vickers» — 1,75 мм.

5. Ролико-лопастные гидромоторы модели ГМ

Конструктивная схема гидромотора ГМ [28] показана на рис. 20. В основном он состоит из ротора 1, четырех роликов-замыкателей 10, зубчатого механизма 5, которым обеспечивается синхронное вращение замыкателей, корпуса 7, передней 4 и задней 9 крышек и промежуточной плиты 6. Ротор выполнен как одно целое с валом 3 и имеет шесть зубьев (лопастей) 13, равномерно расположенных по окружности. Вращаются ротор и замыкатели на подшипниках качения 2 и 8. Вырезы 11 в роликах-замыкателях необходимы для пропускания лопастей ротора при вращении. Ролики гидростатически разгружены в радиальном направлении при помощи дополнительных полостей 12, соединенным соответственно с полостями подвода П и слива С. Благодаря симметричному расположению двух полостей П и двух полостей С гидравлически разгруженным является также и ротор. Вращение ротора против часовой стрелки произойдет при подводе жидкости под давлением в полости П и рабочие камеры 14, которые ограничены лопастями ротора и роликами-замыкателями. Сила, создаваемая давлением жидкости на лопасти в каждой рабочей камере, определяет крутя-

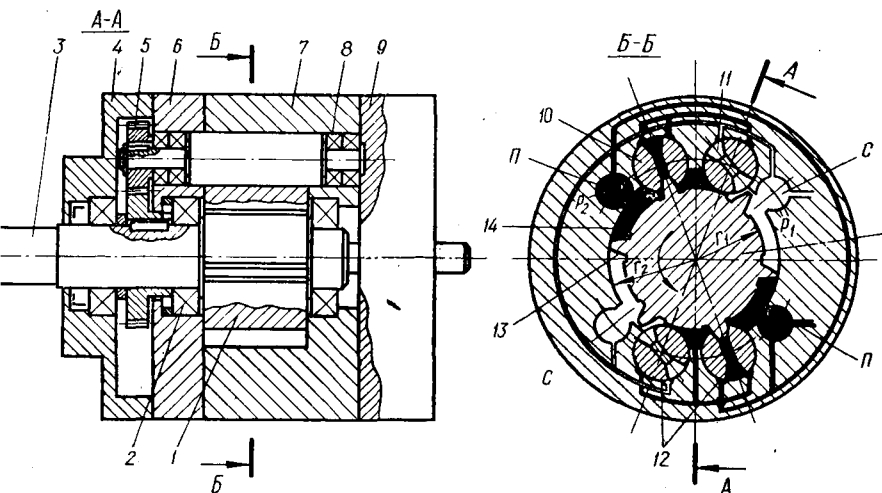


Рис. 20. Ролико-лопастная машина модели ГМ

щий момент на валу гидромотора, величина которого

$$M = p(r_2^2 - r_1^2)b, \quad (26)$$

где p — перепад давления между полостями Π и C ;

r_1, r_2 — внутренний и наружный радиусы ротора;

b — ширина ротора.

Рабочий объем гидромотора, с учетом того что гидромотор двойного действия, определяется зависимостью

$$q = 2 \cdot 2\pi(r_2 - r_1) \frac{r_2 + r_1}{2} b = 2\pi(r_2^2 - r_1^2)b. \quad (27)$$

Ролико-лопастный гидромотор реверсивный и для получения вращения в обратную сторону необходимо изменить направление течения жидкости.

Для этого гидромотора характерна малая величина момента сухого трения; трогание с места происходит при давлениях, близких к нулю (рис. 21, кривая 1). С увеличением частоты вращения ротора перепад давления между полостями Π и C возрастает из-за роста потерь вязкого трения и местных сопротивлений. Для гидромотора аксиально-поршневого с торцовым распределением в области низких оборотов характерна падающая характеристика момента трения (рис. 21, кривая 2). Перепад давления при трогании с места составляет примерно 2,5 МПа. При увеличении частоты вращения зависимость $p = f(n)$ для обоих типов гидромоторов сближается. Экспериментальные исследо-

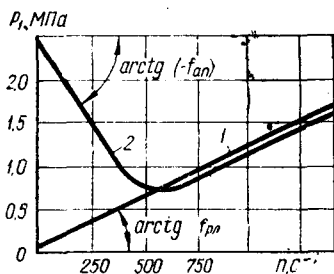


Рис. 21. Статическая характеристика гидромоторов: 1 — ролико-лопастного; 2 — гидромотора модели Г15

вания показали, что при использовании ролико-лопастного гидромотора при дроссельном способе регулирования скорости обеспечивается равномерное вращение выходного вала гидромотора [28] под нагрузкой с малой частотой вращения (порядка $0,002 \text{ с}^{-1}$).

6. Машины аксиально-поршневые

Гидромотор типа Г15-2 (конструкция ЭНИМС). Гидромотор (рис. 22) в основном состоит из следующих деталей: ротора 2 с поршнями 3, барабана 4 с толкателями 5, вала 7, корпуса переднего 6, в расточке которого под углом в $22^\circ 30'$ размещен упорно-радиальный подшипник 8, корпуса среднего 11 и опорно-распределительного диска 1 с отверстиями 12, предназначенными для подвода и отвода жидкости. В барабане расположены пружины 9, прижимающие ротор к распределительному диску, в котором имеются полукольцевые пазы с окнами 13, разделенные двумя перегородками 14. По одному пазу жидкость подводится к ротору от насоса, а от другого — отводится в бак.

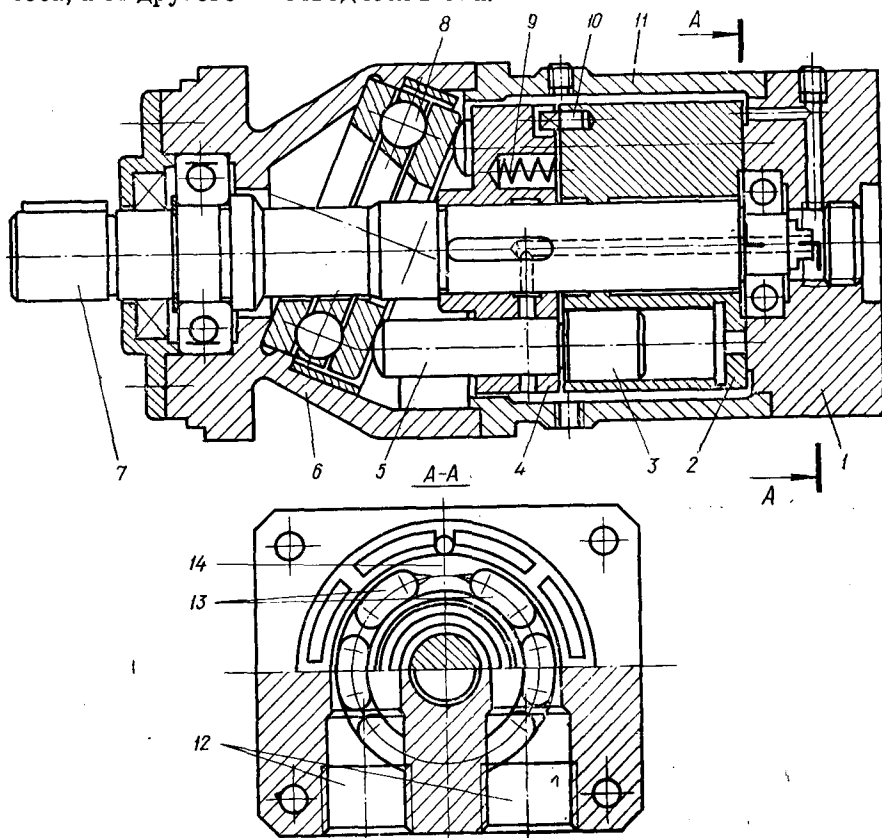


Рис. 22. Конструкция гидромотора типа Г15-2

Гидромотор работает следующим образом. Жидкость, поступающая через соответствующий полукольцевой паз от насоса к окнам 13, выполненным на торце ротора, воздействует на поршни, расположенные в створе с этим пазом, благодаря чему поршни вместе с толкателями выдвигаются к подшипнику. Возникающие при этом тангенциальные силы проворачивают толкатели вместе с барабаном 4 и валом, соединенным с барабаном шпонкой, а также ротор 2, который увлекается барабаном при помощи поводка 10.

Гидромотор этого типа относится к нерегулируемым машинам, так как удельный расход жидкости в нем постоянен. Частота вращения вала определяется расходом жидкости, причем допускается как дроссельный, так и объемный способ регулирования скорости. При изменении направления жидкости происходит реверсирование.

Детали гидромотора, находящиеся в корпусе, работают в благоприятных условиях из-за обильной смазки всех трущихся поверхностей.

Сквозной вал с центрирующей лыской позволяет присоединить к гидромотору такие вспомогательные устройства, как насос или датчик скорости.

Гидромоторы типа Г15-2 предназначены для приводов вращательного движения в гидросистемах с бесступенчатым регулированием частоты вращения; в системах, где требуется реверсирование, частые включения, автоматическое и дистанционное управление. Они также являются составной частью гидроусилителя типа 2Г18-2, выполняя в нем роль исполнительного механизма.

Шилутский завод «Гидропривод» изготавливает пять типоразмеров гидромоторов Г15-2 с максимальным давлением 5 МПа [9].

Гидромотор модели 210 (рис. 23) является аксиально-поршневой машиной с постоянным рабочим объемом жидкости. Частота вращения выходного вала гидромотора регулируется объемом потока жидкости, который поступает к распределителю гидромотора от регулируемого насоса.

В корпусе гидромотора 3 на двух шариковых подшипниках 5 и 4 (сдвоенный радиально-упорный) установлен выходной вал 6. Правый конец вала выполнен в виде диска, на торце которого равномерно по окружности размещено семь сферических гнезд, необходимых для контакта с шарообразными головками шатунов 2. К центральному сферическому гнезду примыкает шарообразная головка шипа 10, который выполняет функцию оси для блока цилиндров 1, расположенного по отношению к валу под углом 25°. В блок встроено семь поршней с шатунами. При помощи тарельчатых пружин 8 блок цилиндров прижимается к сферической поверхности распределителя 11.

Подвод жидкости к цилиндрам под давлением от насоса и отвод жидкости из цилиндров производится через дуговые пазы распределителя (не показанные на чертеже) и два отверстия в крышке 12.

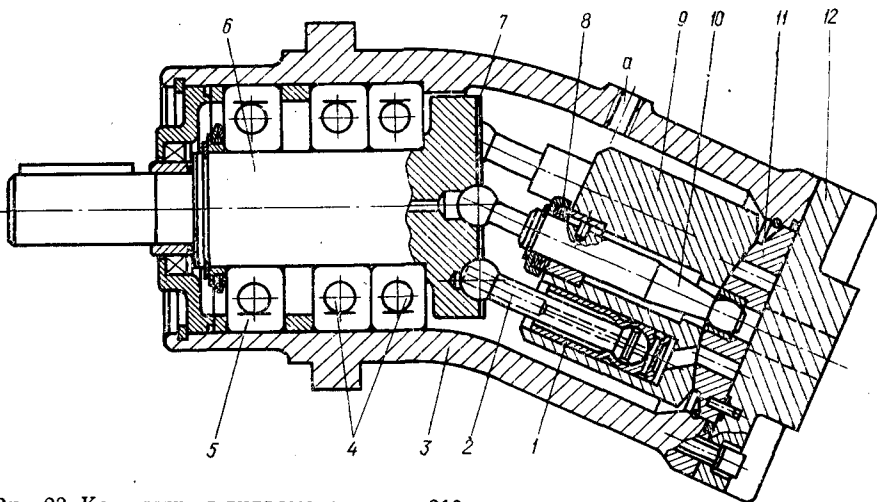


Рис. 23. Конструкция гидромотора типа 210

Гидравлическая сила, которая возникает в цилиндрах, расположенных в зоне подвода жидкости, через поршни, шатуны и шаровые соединения передается диску вала. Так как блок цилиндров по отношению к оси вала размещен под углом, то в месте контакта шатунов с диском эта сила раскладывается на две составляющие: осевую и тангенциальную, из которых тангенциальная создает крутящий момент относительно оси вала и приводит его во вращение, а осевая воспринимается радиально-упорными подшипниками.

При помощи прижимной шайбы 7, обеспечивающей постоянный контакт шаровых головок шатунов с диском вала, шатуны с поршнями совершают возвратно-поступательное движение и проворачивают блок цилиндров с угловой скоростью, равной угловой скорости вала. Блок, вращаясь относительно неподвижного распределителя, попеременно соединяет цилиндры с зоной давления или слива.

Все трущиеся части машины хорошо омываются маслом. Для отвода утечек и присоединения дренажного трубопровода предусмотрено в корпусе отверстие *a*.

Гидромашина модели 210 обратима, т. е. может быть использована для работы в насосном режиме. Однако, как указано в паспорте завода-изготовителя этой машины, «применение гидромотора для работы в насосном режиме требует дополнительного согласования».

Гидромашин 210.25 и 210.32 (диаметры поршней 25 и 32 мм) изготавливает завод «Стройгидравлика» (Одесса); они используются в гидросистемах, работающих при давлениях до 16 МПа. Рабочий объем машины 210.25 составляет 0,107 л, а машины 210.32 — 0,225 л; максимальная частота вращения соответственно 25 и 16 с⁻¹.

7. Машины радиально-поршневые

Высокомоментные гидромоторы — это машины, развивающие крутящий момент от 200 до 3000 Н·м и более и работающие с частотой вращения примерно от 0,016 до 1,6 с⁻¹. Некоторые типы машин работают и при большем числе оборотов. Достоинством таких машин является возможность их непосредственного соединения с рабочим органом машины (колесом, лебедкой, ходовым винтом и др.) без применения редукторов или коробок скоростей.

Высокое значение крутящих моментов достигается путем применения конструкций гидромоторов многократного действия, в которых за один оборот вала происходит несколько циклов работы.

Гидромоторы типа МР-Ф, МР-П-Ф (Людиновский агрегатный завод) относятся к машинам с радиальным расположением поршней и золотниковым способом распределения жидкости. Они предназначены для работы при номинальном перепаде давления в 25 МПа. Из четырех выпускаемых машин меньшая машина при указанном давлении и рабочем объеме $q=0,1$ л развивает крутящий момент $M_{кр}=370$ Н·м; большая $q=0,4$ л, создает момент $M_{кр}=1500$ Н·м.

Гидромотор МР-Ф (рис. 24) состоит из корпуса 6, в котором размещается в два ряда цилиндро-поршневые группы 4 (в каждом ряду по 7 поршней). Поршни шатунами 3 опираются на наружные кольца подшипников качения 5, расположенных на эксцентриках вала 1. Вал установлен на двух косороликовых подшипниках 14, из которых один смонтирован в корпусе, а второй (наружный) — в крышке 2. Башмаки шатунов в каждом ряду охвачены двумя кольцами 12 и 13, которые создают постоянный контакт их с подшипниками 5, независимо от зоны расположения поршней. При помощи шарового соединения шатун прикреплен к поршню. Распределение жидкости производится золотниками 8, размещенными в одной плоскости параллельно цилиндрам. Количество золотников равно количеству цилиндров. Золотники получают радиальное перемещение от кулачков 9 и 10, закрепленных на эксцентриковом валу 1. Напорный и сливной коллекторы выполнены в виде концентрично расположенных каналов А и Б.

Гидромотор работает следующим образом. Рабочая жидкость под давлением поступает от насоса в один из коллекторов (предположим в коллектор А) и через золотниковую группу 8 по каналам 7 или 11 направляется к цилиндрам, поршни которых в данный момент движутся от верхней мертвой точки. Поршни, воздействуя в зоне подвода жидкости через шатуны на подшипники 5, создают крутящий момент. Вторая группа поршней в это время движется от нижней мертвой точки, вытесняя жидкость из цилиндров по аналогичным каналам 7 и 11 в коллектор Б, подключенный к сливной магистрали.

Гидромотор МР-П-Ф оснащен дополнительным редуктором для тахометра, который присоединяется к эксцентриковому валу со стороны расположения кулачков.

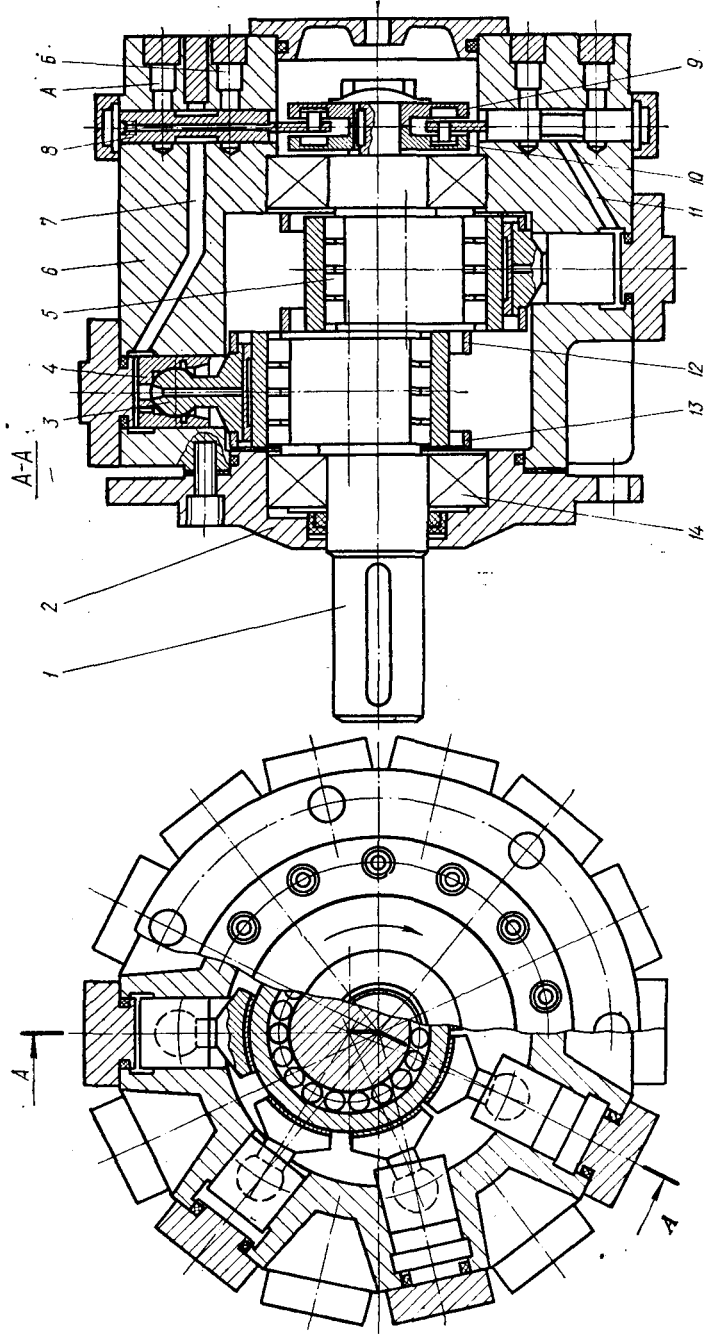


Рис. 24. Конструкция гидромотора типа МР-Ф

Минимальное число оборотов вала гидромотора находится в пределах $0,05-0,08 \text{ с}^{-1}$. Диапазон регулирования ≈ 150 . К.п.д. (с учетом объемных, гидравлических и механических потерь) составляет 0,9. Допустимая частота реверса в минуту 8—10.

Гидромотор высокомоментный радиально-поршневой типа МР (завод-изготовитель «Стройгидравлика», г. Одесса), Гидромотор типа МР имеет звездообразную компоновку. Пять поршневых групп (рис. 25) располагаются радиально относительно центра вала. На валу 1 в створе с поршневыми эксцентриками размещен эксцентрик 2 со сферической поверхностью. С эксцентриком в постоянном контакте находятся полые поршни 5. Поршень телескопически соединен с цилиндром 4, упирающимся в сферическую поверхность сегмента 9, который встроен в крышку 8 корпуса 3. Центр сферы сегмента расположен на геометрической оси цилиндра и совпадает с центром вала O_1 . Направляющая 6 обеспечивает строгое центрирование поршня относительно цилиндра. Подвод и отвод жидкости к цилиндро-поршневым группам производится через отверстие 10, которое при помощи каналов в крышке и корпусе соединено с разделительной системой.

Под действием пружины 7 поршень прижат к сферической поверхности эксцентрика, а цилиндр — к сегменту. В зоне подвода рабочей жидкости поршень и цилиндр прижимаются к сферическим поверхностям еще и гидравлической силой, которая передается в основном рабочей жидкостью на сферы, что значительно снижает контактные напряжения в местах контакта поршня с эксцентриком и цилиндра с сегментом.

Под действием результирующей силы на плече e на эксцентриковом вале создается крутящий момент, величина которого определяется формулой (8). Бесступенчатое изменение числа оборотов гидромотора производится регулированием производительности насоса. Допускается как правое, так и левое вращение.

Компактность и надежность в работе являются достоинством машины типа МР. Используются они для вращения механизмов

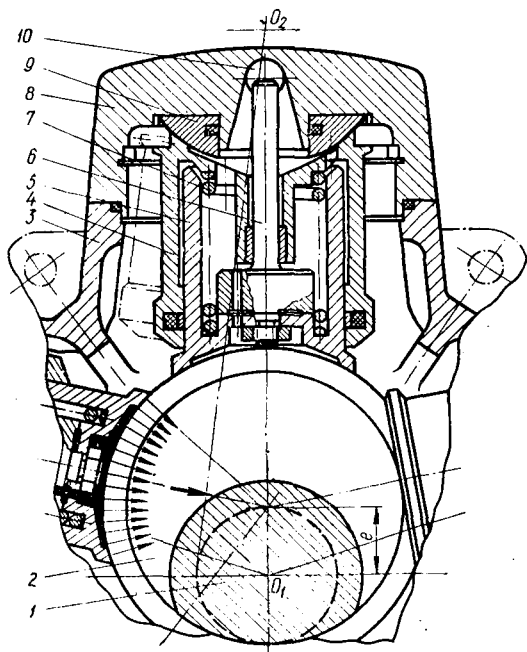


Рис. 25. Гидромотор высокомоментный радиально-поршневой типа МР

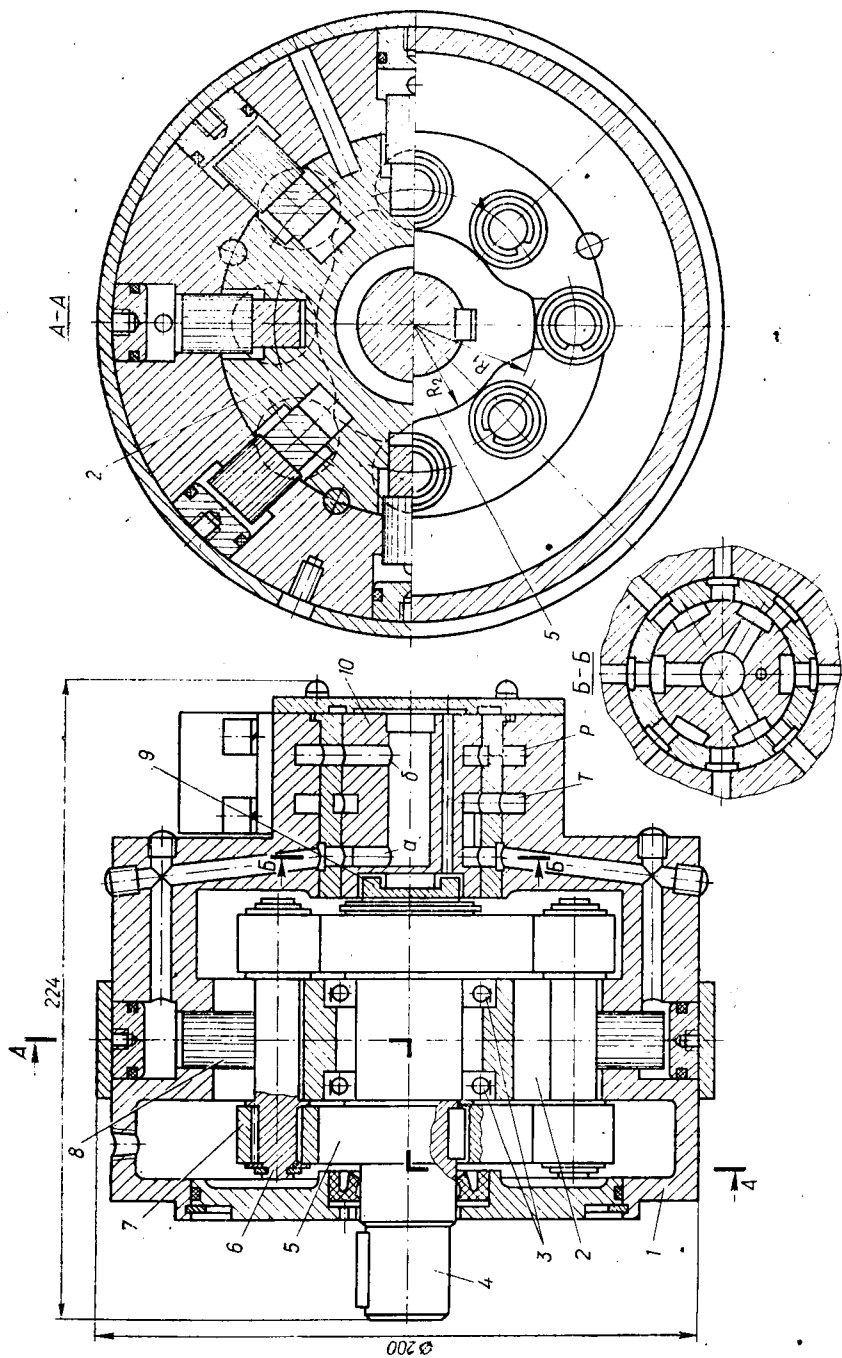


Рис. 26. Гидромотор типа МР (конструкции ВНИИгидропривод)

различных машин — строительных, дорожных, грузоподъемных и других.

Завод «Стройгидравлика» изготавливает семь типоразмеров машин с рабочим объемом от 0,45 до 7,0 л (МР-450, МР-700, МР-1100, МР-1800, МР-2800, МР-4500 и МР-7000). Машины предназначены для работы при номинальном давлении 21 МПа и максимальном в 25 МПа. Допустимы кратковременные (пиковые) давления в 35 МПа.

Минимальная частота вращения вала гидромотора находится в пределах 0,016—0,026 с⁻¹; номинальная — 2,16 с⁻¹ для машины МР-450 и 0,5 с⁻¹ для машины МР-7000.

Гидромотор типа МР конструкции ВНИИГидропривод относится к группе радиально-поршневых машин с золотниковым распределением жидкости (рис. 26). Поршни (или плунжеры) 8 совершают возвратно-поступательное перемещение в радиальном направлении в корпусе 1. Усилие, развиваемое плунжерами, расположенными в напорной зоне гидромотора, воспринимается через ось 6 с роликами 7 двумя профильными кулаками 5 и валом 4. Профиль кулака образован окружностями радиусом R_1 и R_2 и переходными кривыми. При взаимодействии роликов с кулаками, на участках размещения переходных кривых, возникает тангенциальная составляющая сила, создающая момент на выходном валу гидромотора, и нормальная сила, которая воспринимается подшипниками 3 и корпусом через промежуточное кольцо 2.

Распределение жидкости в гидромоторе производится распределительной втулкой 10, которая при помощи муфты 9 соединена с валом гидромотора и поэтому вращается с частотой вала. При помощи радиальных отверстий a и b и продольного паза, выполненного во вращающейся распределительной втулке, попеременно одна из зон гидромотора сообщается с напорной полостью P (насосом), а другая — со сливом T (баком).

Для изменения направления вращения вала гидромотора необходимо полость P подключить к баку, а полость T — к насосу.

Рабочий объем гидромотора типа МР определяется зависимостью

$$q_m = 0,785 \, kzh d^2,$$

где k — кратность действия гидромотора;

z — число плунжеров;

$h = R_1 - R_2$ — величина радиального перемещения плунжера, см;

d — диаметр плунжера, см.

Так как $k=3$, а $z=8$, то

$$q_m \cong 18,8 \cdot 10^{-3} d^2 (R_1 - R_2). \quad (28)$$

Номинальный крутящий момент на валу гидромотора подсчитывают по уравнению (8).

Типоразмерный ряд гидромоторов МР состоит из четырех моделей с рабочим объемом в 0,16, 0,32, 0,80 и 0,125 л, развивающих крутящий момент с учетом к. п. д. при номинальном давлении 10 МПа соответственно 22; 44; 115; 179 Н·м.

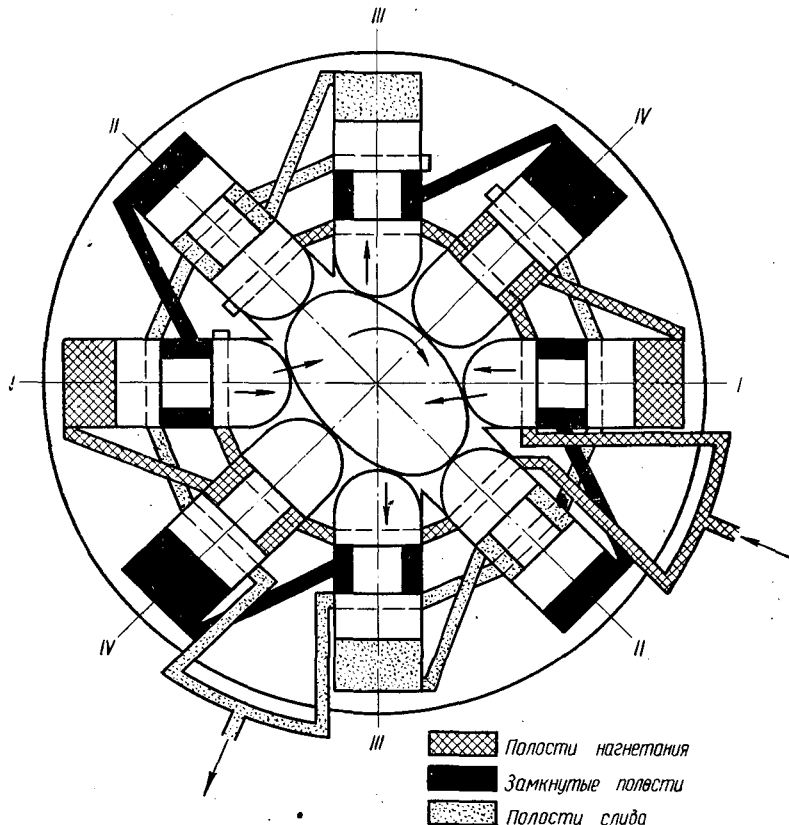


Рис. 27. Гидромотор *Acra Drive* фирмы «Cincinatti»

Гидромоторы этого типа могут быть использованы в широком диапазоне изменения частот вращения выходного вала, причем в приводах, созданных по обычным схемам с дроссельным или объемным регулированием. Они отличаются компактностью, высокими энергетическими показателями и устойчиво работают в зоне низких частот вращения (порядка $0,016—0,066 \text{ с}^{-1}$).

Допускается установка гидромотора в любом положении при условии, что соединение вала исполнительного механизма с валом гидромотора осуществляется через муфту, не передающую осевую или радиальную нагрузку на вал гидромотора.

Принципиальная схема плунжерного гидромотора *Acra Drive* (фирма Cincinatti, США) показана на рис. 27. Восемь плунжеров, размещенных в неподвижном блоке симметрично, находятся в постоянном контакте с кулачком овального профиля, который закреплен на валу гидромотора. Система распределения жидкости обеспечивает одновременный поджим к кулачку только двух плунжеров (на схеме I пары). Возникающие при этом тангенциальные силы создают вращение кулачка и крутящий момент на валу гид-

ромотора. Одновременно с этим в радиальном направлении перемещаются все плунжеры, создавая последовательное подключение к нагнетательному трубопроводу II, III и IV пар плунжеров. Таким образом, на I пару воздействует давление жидкости, III пара подключена к сливу, а II и IV пары находятся в нейтральном положении. В распределении жидкости в гидромоторе участвуют непосредственно плунжеры. Выточки на плунжерах и каналы в неподвижном блоке позволяют последовательно чередовать нагнетание, слив и нейтральное положение.

Принимая плунжеров к кулачку при отсутствии давления осуществляется двояко: пружинами или гидравлическим поджимом (подпором), что несколько усложняет систему управления гидромоторов, так как возникает необходимость в двух давлениях (высокого — для создания крутящего момента и низкого — для поджима плунжеров при подключении их к сливу и переходе через нейтральное положение).

Гидромоторы с двумя группами плунжеров (двухрядные), выпускаемые в США, могут быть включены параллельно или последовательно, для чего предусматривается специальный распределитель. Если обе группы плунжеров подключены параллельно, то при подводе жидкости, соответствующей рабочему объему гидромоторов, его вал совершит один оборот; при последовательном подключении и подводе того же объема жидкости вал гидромотора сделает два оборота.

Характеристика гидромотора: рабочее давление — 3,5 МПа; рабочий объем — 0,36 л; развиваемый крутящий момент 110 Н·м; минимальная частота вращения — 0,001 с⁻¹; диапазон регулирования скорости ~ 10 000; время, затрачиваемое на реверс, 0,0015 с; масса — 62 кг.

Следует отметить, что описанными конструкциями насосов и гидромоторов не ограничивается перечень машин, изготавливаемых как отечественными заводами, так и зарубежными фирмами. Существует еще много конструктивных разновидностей насосов и гидромоторов, в которых в качестве вытеснителей жидкости используются поршни, плунжеры, зубчатые колеса, шары и замыкатели или вытеснители другой конфигурации [5].

Например, фирма «Dergi» (Англия) специализируется на изготовлении гидромоторов с овальным ротором [5]. Фирмы «Charg — Lynn» (США) и «Danfos» (Дания) выпускают гидромоторы «Orbit Motor», в которых используется принцип планетарного движения зубчатого ротора [5]. Представляют интерес высокомоментные гидромоторы «Staffa», изготавливаемые фирмой «Chamberlain Industries» (Англия), и др.

С целью увеличения крутящего момента, развиваемого гидромотором, применяются гидромоторы многократного действия с радиальным расположением плунжеров и профильным статорным кольцом, с которым взаимодействуют плунжеры. В зависимости от конфигурации статорного кольца плунжеры за один оборот ротора совершают несколько рабочих ходов [5].

Скорость поршня и связанного с ним устройства зависит от расхода жидкости в силовом цилиндре в единицу времени и от эффективной площади цилиндра

$$v = \frac{Q}{F}, \quad (29)$$

где Q — расход жидкости;

F — эффективная площадь цилиндра.

Для изменения скорости при поступательном движении существует несколько способов, из которых наиболее распространены объемный и дроссельный.

При объемном способе регулирования скорости расход жидкости в силовом цилиндре устанавливается насосом переменной производительности. В системах, оснащенных насосом постоянной производительности, расход жидкости в цилиндре определяется настройкой дросселирующего устройства.

Выбор способа регулирования скорости зависит от многих факторов, в частности от характера изменения нагрузки, скорости исполнительного механизма, необходимого давления, мощности и др.

1. Объемный способ регулирования скорости

В гидравлической схеме (рис. 28) от регулируемого неререверсивного насоса 1 жидкость направляется к распределителю 3, а от него, в зависимости от расположения золотника в распределителе, к левой или правой полостям цилиндра 4. Предохранение системы от перегрузки выполняется клапаном 2, а небольшой подпор на сливной магистрали устанавливается подпорным клапаном 6.

В данном случае левая полость цилиндра через распределитель подключена к насосу, а первая — к баку. Регулирование скорости производится насосом, за счет изменения величины эксцентриситета, или наклоном шайбы (в насосах аксиально-плунжерных).

В гидравлических агрегатах системы даже при тщательной подгонке подвижных соединений возможно обратное течение жидкости (внутренние утечки). Так, в силовом цилиндре происходит утечка между поршнем и цилиндром, равная $q_{ц}$, в распределителе между полостями, находящимися под разными давлениями, — q_p , в насосе из полости нагнетания в полость всасывания — q_n (рис. 28).

Утечки, главным образом в регулируемом насосе (так как в нем независимо от конструктивных особенностей имеется большое количество подвижных соединений), уменьшают количество жидкости, которое должно было бы поступить от насоса к цилиндру. Поэтому при определенной настройке насоса действительный расход жидкости

$$Q = Q_T - q_y, \quad (30)$$

где Q_T — теоретическая производительность насоса;

$q_y - q_{ц} + q_p + q_n$ — утечки в агрегатах системы.

Как известно, интенсивность обратного течения жидкости зависит от перепада давления Δp (между рабочими и нерабочими полостями в агрегатах). Эта зависимость имеет линейный характер при зазорах в местах сопряжения порядка 0,02—0,04 мм и Δp не более 6,0 МПа.

Давление p_x в штоковой полости цилиндра во время холостого хода определяется силами трения в цилиндро-поршневой группе и в направляющих исполнительного механизма 5, а также силой, возникающей от противодействия жидкости в штоковой полости цилиндра,

$$p_x = \frac{4\Sigma T}{\pi D^2}, \quad (31)$$

где ΣT — сумма сил от трения и противодействия;

D — диаметр цилиндра.

Во время рабочего хода помимо силы ΣT движению поршня противодействует полезная нагрузка P , поэтому давление в поршневой полости увеличится и составит

$$p_p = \frac{4(\Sigma T + P)}{\pi D^2}. \quad (32)$$

Увеличение давления в системе вызывает более интенсивное обратное течение жидкости, поэтому рабочая скорость окажется меньше скорости холостого хода:

$$v_p = \frac{4(Q_T - q_y)}{\pi D^2} \approx v_x - \frac{4q_y}{\pi D^2}, \quad (33)$$

где v_x — скорость холостого хода.

Для выяснения параметров, от которых зависит величина скорости поршня, введем понятие относительного изменения скорости δ при увеличении нагрузки от ΣT до $\Sigma T + P$:

$$\delta = \frac{v_x - v_p}{v_p}. \quad (34)$$

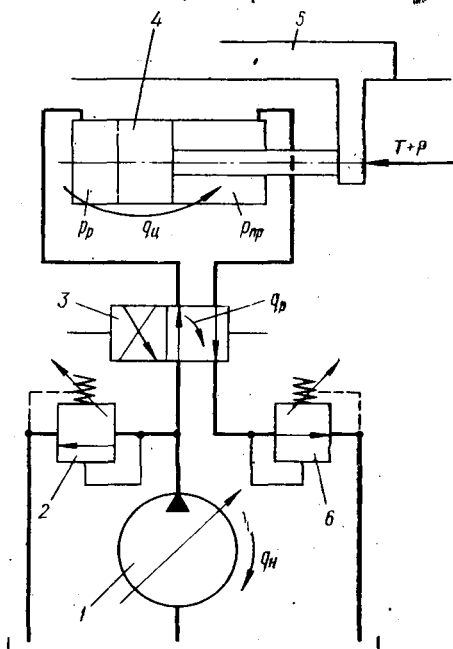


Рис. 28. Принципиальная схема объемного способа регулирования скорости

С некоторым приближением можно считать, что

$$q_y = K \Delta p, \quad (35)$$

где K — удельные утечки (утечки во всей гидросистеме, равные утечкам при перепаде давления $\Delta p = 0,1 \text{ МПа}$), $\frac{\text{м}^3/\text{с}}{\text{МПа}}$;

$$\Delta p = p_p - p_x = \frac{4P}{\pi D^2} \text{ — перепад давления, МПа.}$$

Подставив значения всех величин в формулу (34), получим

$$\delta = \frac{16KP}{\pi^2 D^4 v_p}. \quad (36)$$

Пример. Найдем относительное изменение скорости δ в гидросистемах с параметрами:

$K = 0,66 \frac{\text{см}^3/\text{с}}{\text{МПа}} = 0,66 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^3/\text{с}}{\text{МПа}}$ (это примерно равно 4 см^3 в минуту при перепаде давления в $0,1 \text{ МПа}$); $D = 0,1 \text{ м}$;
 $\Delta p = 5 \text{ МПа}$ для рабочих скоростей $v_1 = 0,0001$ и $v_2 = 0,02 \text{ м/с}$.
 Относительное изменение скорости при $v_1 = 0,0001 \text{ м/с}$

$$\delta_1 = \frac{16 \cdot 0,66 \cdot 10^{-6} \frac{\pi 0,1^2 \cdot 5}{4}}{\pi^2 0,1^4 \cdot 0,0001} \approx 4,2.$$

При $v_2 = 0,02 \text{ м/с}$ относительное изменение скорости $\delta_2 = 0,021$.

Из рассмотренного примера следует, что для получения малой скорости, равной $0,0001 \text{ м/с}$ (это примерно $0,6 \text{ см/мин}$), необходимо насос отрегулировать при холостом перемещении исполнительного механизма на величину

$$v_x = \delta_1 v_1 + v_1 + 4,2 \cdot 0,0001 + 0,0001 = 0,00052 \text{ м/с.}$$

Для скоростей больших $0,02 \text{ м/с}$ влияние утечек на изменение скорости поршня менее ощутимо.

Из анализа работы гидравлической системы с объемным способом регулирования скорости, анализа формулы (36) и приведенного примера следует, что при малых скоростях и переменных нагрузках перемещение поршня неравномерно из-за утечек (особенно в регулируемом насосе).

Для уменьшения относительного изменения скорости δ следует идти по пути устранения обратного течения жидкости за счет уменьшения зазоров в сопрягаемых парах или введения надежных уплотнительных устройств в подвижных соединениях. Благоприятно сказывается увеличение диаметра цилиндра, однако такое решение может оказаться неприемлемым, так как приведет к увеличению габаритов и веса всего механизма.

Следует отметить, что гидросистема с регулируемым насосом дает возможность бесступенчато изменять скорость (в диапазоне, который оговорен в технической характеристике этих насосов) без

потерь энергии, связанных с отводом избытка жидкости под давлением через предохранительный клапан.

Объемный способ регулирования скорости применяется в протяжных, отрезных, продольно-строгальных, шлифовальных станках портального типа, предназначенных для шлифования станин и громоздких корпусных деталей, в термопластавтоматах, прессах и других машинах. Этот вид регулирования широко применен для вращательного движения.

2. Дроссельное регулирование скорости

В системах с дроссельным способом регулирования производительность насоса, а следовательно, и мощность, потребляемая им, постоянны. Характерным для этого способа является неравенство

$$Q_n > Fv_p, \quad (37)$$

где Q_n — производительность насоса;

F — эффективная площадь;

v_p — скорость исполнительного механизма.

При таком условии избыточная часть жидкости от насоса отводится через напорный золотник в бак, не выполнив никакой полезной работы. Расход жидкости в цилиндре определяется настройкой дросселя, который может быть установлен («на входе» в цилиндр, «на выходе» из него и параллельно ему (рис. 29).

В гидросистеме между насосом 1 и распределителем 3 установлен дроссель 5, от настройки которого зависит скорость поршня в цилиндре 4 (рис. 29, а). Если сохранено условие (37), то избыток жидкости отводится через напорный золотник 2, а при этом в на-

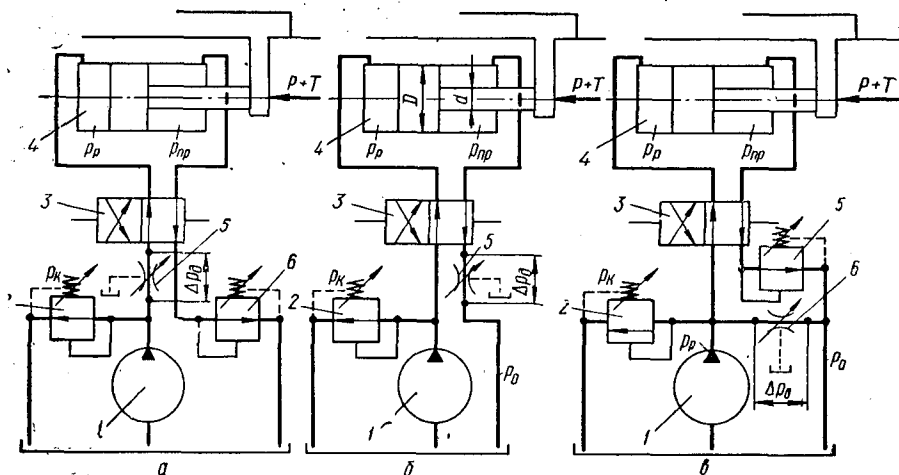


Рис. 29. Принципиальная схема с дроссельным способом регулирования скорости: а — дроссель подключен «на входе»; б — дроссель подключен «на выходе»; в — дроссель расположен параллельно силовому цилиндру

гнетательной полости насоса и перед дросселем удерживается постоянное давление, соответствующее настройке клапана 2. Для стабилизации сил трения на сливной магистрали установлен подпорный клапан 6 (или демпфер), создающий противодействие $p_{\text{пр}}$ в нерабочей полости цилиндра. Давление подпора не должно быть больше 0,2—0,3 МПа.

Рассмотрим работу этой системы и выясним, как влияет на скорость поршня изменение полезной нагрузки при неизменной настройке дросселя.

Давление перед дросселем 5 определяется настройкой напорного золотника 2 и равно p_k . Давление жидкости в левой полости цилиндра p_p пропорционально полезной нагрузке P . Если нагрузка изменяется, то изменяется и величина рабочего давления в цилиндре.

С некоторым приближением, если не учитывать потерь в магистрали между дросселем и цилиндром, можно считать, что давление после дросселя равно p_p , а перепад давления в дросселе $\Delta p_d = p_k - p_p$ в данном случае не является величиной стабильной, так как в правой части этого равенства при постоянной величине p_k давление p_p переменное. Из установленного выходит, что с изменением полезной нагрузки изменяется перепад давления Δp_d в дросселе, а следовательно, и расход жидкости через дроссель при данной его настройке.

В гидравлической системе (рис. 29, б) дроссель 5 подключен на сливной магистрали после распределителя 3. Скорость поршня определяется объемом жидкости, который вытесняется из штоковой полости цилиндра 1 через дроссель в бак.

Проанализируем работу этой системы и установим, как влияет изменение нагрузки на скорость поршня.

Из условия равновесия поршня силового цилиндра 4

$$0,785 p_p D^2 = 0,785 p_{\text{пр}} (D^2 - d^2) + P + T, \quad (38)$$

откуда противодействие в штоковой полости цилиндра

$$p_{\text{пр}} = \frac{0,785 p_p D^2 - P - T}{0,785 (D^2 - d^2)}. \quad (39)$$

Если сохраняется условие, при котором производительность Q_n насоса больше расхода Q_p жидкости в системе, то давление p_p в процессе работы не изменяется и соответствует настройке напорного золотника p_k . Силы трения T для данного механизма почти неизменны. Так как по условию P величина переменная, то из уравнения (39) следует, что противодействие $p_{\text{пр}} = f(P)$, т. е. изменяется при колебаниях нагрузки.

При некотором допущении давление перед дросселем может быть равно $p_{\text{пр}}$, а после дросселя — равно почти атмосферному p_0 . Поэтому перепад давления в дросселе $\Delta p_d = p_{\text{пр}} - p_0$ при подключении дросселя «на выходе» является величиной переменной. Следовательно, переменным будет расход жидкости через дроссель и скорость поршня.

В схемах (рис. 29, а и б) насос работает при постоянном давлении независимо от характера движения и нагрузки, поэтому к. п. д. системы изменяется, но всегда меньше, чем при объемном способе регулирования. Так как производительность насоса выше расхода жидкости в системе, то утечки мало влияют на кинематическую жесткость системы (на скорость поршня).

На рис. 29, в показан третий возможный способ подключения дросселя в систему. Поток жидкости, идущий от насоса 1, разделяется по двум направлениям: к цилиндру 4 через распределитель 3 и дроссель 6, который установлен в ответвлении параллельно силовому цилиндру. Скорость поршня, как и в системах, показанных на рис. 29, а и б, определяется настройкой дросселя 6. При закрытом дросселе скорость поршня максимальна; по мере открытия щели в дросселе часть жидкости начинает поступать в бак, а скорость поршня соответственно уменьшается. Если при полном открытии дросселя сопротивление, оказываемое им и магистралью после дросселя, меньше, чем в цилиндро-поршневой группе и клапане 5, то вся жидкость от насоса будет отводиться через дроссель в бак и поршень остановится.

При указанном расположении золотника в распределителе 3 к насосу подключена поршневая полость цилиндра, давление в которой определяется нагрузкой $P + T$. Если нагрузка в процессе работы изменяется, то перепад давления в дросселе $\Delta p_d = p_p - p_0$ будет зависеть от нагрузки. Следовательно, расход жидкости через дроссель и скорость поршня изменяются.

Клапан 2 в системе (рис. 29, В) включается в работу эпизодически, в моменты перегрузок, выполняя, таким образом, только функцию предохранительного устройства.

Мощность, потребляемая насосом, и давление в полости нагнетания пропорциональны полезной нагрузке, поэтому гидросистема с дросселем, установленным параллельно силовому цилиндру, экономичней систем с дросселем «на входе» и «на выходе», так как к. п. д. ее выше.

Из анализа работы гидравлических систем с дроссельным способом регулирования скорости следует, что, независимо от места расположения дросселя, не обеспечивается постоянство скорости поршня при неизменной настройке дросселя, если нагрузка в процессе работы изменяется. Объясняется это нестабильным перепадом давления в дросселе.

Из трех рассмотренных гидравлических систем в станках в основном применяются схемы с дросселем «на входе» и «на выходе».

Аналитические исследования и эксперименты, проведенные А. Осецким [34] для сравнения схем с дросселем «на входе» и «на выходе», показали, что эти схемы равнозначны. Равномерность же скорости в системе с дросселем в ответвлении зависит не только от полезной нагрузки, но и от скорости движения поршня.

Для стабилизации скорости поршня в механизмах подачи металлорежущих станков и других машин, где на поршень действуют переменные нагрузки, применяется дроссель с регулятором, ко-

торый поддерживает перепад давления в дросселе на постоянном уровне.

К. М. Великанов и Н. В. Решетихин [13], анализируя зависимость экономической эффективности объемного и дроссельного гидропривода в металлорежущих станках от мощности, пришли к выводам, что, несмотря на малые капиталовложения при создании системы с дроссельным регулированием, целесообразно их применять для малой мощности в пределах до 2000—3000 Вт, при мощности привода до 5000 Вт народнохозяйственные расходы, обусловленные использованием гидропривода с объемным и дроссельным регулированием скорости в станках, существенно не отличаются по величине; при большей мощности привода разница в расходах за год существенно уменьшается для гидропривода с объемным регулированием.

В последнее время, в связи с необходимостью уменьшения нагрева рабочей жидкости в гидросистемах агрегатных полуавтоматов, гидросистемах шлифовальных и прецизионных станков, следует считать прогрессивным применение регулируемых насосов при малой мощности до 3000 Вт с автоматическим регулированием их производительности [17]. Гидросистемы с дроссельным регулированием в подобных случаях, как правило, оснащаются дополнительными установками для стабилизации температуры рабочей жидкости.

При проектировании гидравлических систем с дроссельным способом регулирования скорости следует иметь в виду, что при малых расходах жидкости через дроссель (50—80 см³/мин) происходит снижение его пропускной способности из-за засорения проходного сечения. Это приводит к уменьшению скорости рабочего органа, снижению производительности и изменению шероховатости поверхности при обработке деталей на станках.

Для устранения засорения необходимо, с одной стороны, предусмотреть в гидросистеме тщательную фильтрацию масла. С другой стороны, как показывают экспериментальные данные, а также эксплуатация гидрофицированных машин, большое значение имеет конструкция дросселя, форма проходного сечения которого должна обеспечить минимальную его засоряемость. Наиболее благоприятным профилем проходного сечения в дросселе является круг или квадрат, а менее благоприятным — четырехугольник с большим отношением сторон или кольцо.

Не менее важным требованием к дросселирующим устройствам является обеспечение минимальных колебаний расхода с изменением температуры рабочей жидкости, особенно при малых проходных сечениях в дросселе. Теоретически, чем короче в дросселе длина дросселирующего канала по сравнению с его сечением, т. е. чем больше дроссель приближается по своему типу к диафрагме, тем меньше сказывается изменение температуры на его расходной характеристике.

Объясняется это тем, что в дросселе диафрагменного типа или в дросселях, близких по своим конструктивным особенностям к диа-

фрагмам, значительная часть энергии расходуется на сообщение частицам жидкости скорости и лишь в незначительной степени на преодоление сил вязкости. В дросселях такого типа путь, на котором происходит трение частиц жидкости, сокращен до минимума, а поэтому влияние изменения температуры жидкости на расходную характеристику минимально. Эти положения хорошо согласуются с экспериментами, которые были проведены в ЭНИМСе И. З. Зайченко и Н. В. Васильевым [19] и в СКБ-1 Л. С. Броном [11].

В дросселях игольчатого типа с эксцентричной выточкой и других конструкциях с большой длиной дросселирующего канала изменение температуры масла влияет на расходную характеристику.

Для любого типа дросселя расход * жидкости через дроссельные золотники определяется по формуле

$$Q = \mu f \Delta p^m \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}, \quad (40)$$

где μ — коэффициент расхода;
 f — площадь отверстия;
 $\Delta p = p_1 - p_2$ — перепад давления (p_1, p_2 — давление соответственно до дросселя и после него);
 m — показатель степени;
 g — ускорение силы тяжести;
 γ — удельный вес жидкости.

Если дросселирующим устройством является отверстие малой длины, то коэффициент расхода μ зависит от сжатия ϵ струи на входе и неравномерности распределения скорости в сжатом сечении струи, характеризуемым коэффициентом скорости ϕ .

В монографиях и справочных пособиях по гидроприводу, в частности у проф. Е. М. Хаймовича [42] и Р. Д. Аврутина [2], указывается, что при истечении жидкости через отверстия с отношением $\frac{l}{d} \leq 0,5$ (l — длина отверстия вдоль потока, d — диаметр

отверстия), а также для небольших квадратных, прямоугольных и многоугольных отверстий $\phi = 0,97$; $\epsilon = 64$, откуда значение коэффициента расхода $\mu = \phi \epsilon = 0,62$.

Теоретическое определение коэффициентов ϵ и ϕ , а следовательно, и μ , представляет известные трудности. Коэффициент расхода для круглого отверстия с острыми кромками на входе зависит от числа Рейнольдса и эта зависимость особенно проявляется при малых величинах Re . В турбулентном движении влияние числа Re на те же коэффициенты становится незначительным, особенно при $Re > 10000$. Так как число Re зависит от расхода, диаметра проходного сечения (или величины смоченного периметра), а также от кинематической вязкости жидкости, то эта величина мала для малых расходов.

* Для определения расхода жидкости через дроссельные золотники следующего привода можно рекомендовать формулу В. А. Лещенко [27].

При разработке новых конструкций дросселей моделей Г77-31В, Г77-31Б, Г77-13А, Г77-31, Г77-11 (ЭНИМС) коэффициент расхода для каждого дросселя, несмотря на то что характер проходного отверстия во всех случаях был идентичен, определялся экспериментально и соответствовал 0,86; 0,77; 0,78; 0,68 и 0,77.

Совместные опыты автора и инж. И. А. Голинского по определению расходных характеристик дросселей, близких к диафрагменному типу с проходным сечением в виде равнобедренного треугольника, показали, что данные эксперимента отличаются от данных, которые получают по формуле (40) при коэффициенте $\mu=0,62$.

Очевидно, коэффициент расхода μ для дросселей с профилем отверстия, отличным от классической диафрагмы с круглым отверстием, необходимо определять экспериментально.

Расход жидкости через дроссель, как видно из формулы (40), зависит также от Δp^m , где m — показатель степени, зависящий от конструкции дросселя; $m=0,5 \div 1,0$.

Гидросистема, имеющая дроссель с характеристикой

$$Q = \mu_1 f (p_1 - p_2) \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}, \quad (41)$$

дает максимально возможные изменения скорости перемещения поршня с изменением нагрузки, а гидросистема, имеющая дроссель с характеристикой

$$Q = \mu_2 f \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\gamma}} 2g, \quad (42)$$

— минимальные. Поэтому при проектировании дросселирующих устройств в механизмах малых подач, где требуется к тому же равномерная подача, следует ориентироваться на дроссель, близкий к диафрагменному типу, у которого $m \approx 0,5$.

Показатель степени m определяется логарифмированием уравнения (40), отнесенного к двум значениям расхода и к соответствующим этим расходам перепадам давлений Δp [19]:

$$m = \frac{\lg Q_2 - \lg Q_1}{\lg \Delta p_2 - \lg \Delta p_1}, \quad (43)$$

где Q_1 — расход при перепаде Δp_1 ;

Q_2 — расход при перепаде Δp_2 .

Действительная величина перепада давления, как показано в опытах Б. Н. Сиова [39], зависит от протяженности дросселирующего отверстия.

При истечении жидкости через круглое сечение тонкой шайбы (рис. 30, а) наблюдается сжатие струи. Считают, что наиболее сжатое (наименьшее) сечение отстоит примерно на $0,5 d$ и оказывается окруженным со всех сторон средой с противодавлением.

Если жидкость течет через цилиндрическое отверстие большой протяженности, то также наблюдается сужение струи на каком-то расстоянии от входа, а затем происходит ее расширение (рис. 30, б).

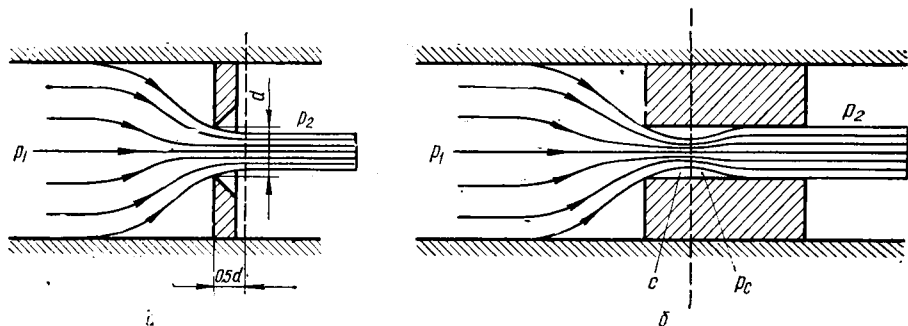


Рис. 30. Истечение жидкости через круглое сечение:
 а — через диафрагму; б — через отверстие большой длины

Таким образом, струя со стенками отверстия образуют кольцевую полость c , изолированную от противодавления p_2 .

Теоретически и экспериментально Б. Н. Сиов доказал существование полости c при истечении жидкости через насадки с отверстием большой протяженности (в эксперименте Б. Н. Сиова $\frac{l}{d} = 4$), а также с противодавлением p_c , которое меньше p_2 , а поэтому расход через отверстие для случая, показанного на рис. 30, б, определяется зависимостью

$$Q_1 = \mu_f \sqrt{\frac{p_1 - p_c}{\gamma}} 2g, \quad (44)$$

3. Регулирование скорости гидромоторов

Гидравлическая передача вращательного движения состоит из генератора энергии (насоса) и потребителя этой энергии (гидромотора) нередко той же конструкции и той же величины. В насосе механическая энергия преобразуется в энергию потока рабочей жидкости и направляется к гидромотору, где преобразуется в механическую энергию. После отдачи энергии жидкость возвращается в бак. Передача, работающая на этой основе, называется *открытой*. В отличие от нее существуют передачи *замкнутые*, в которых определенное количество жидкости постоянно циркулирует между насосом и гидромотором. Утечки в этом случае компенсируются или из дополнительного бака небольшой емкости, или от насоса небольшой производительности.

В систему привода в зависимости от назначения для вращения помимо насоса и гидромотора входят различные вспомогательные устройства, например, предохранительные клапаны, фильтры, распределители, обратные клапаны и др.

Регулирование числа оборотов выходного вала гидромотора производится чаще всего изменением объема жидкости, поступающей от насоса. В общем случае теоретическая производительность насоса

$$Q_n = q_n n_n e_n, \quad (45)$$

а расход жидкости в гидромоторе

$$Q_r = q_r n_r e_r, \quad (46)$$

где q_r и q_n — соответственно удельная производительность насоса и расход жидкости в гидромоторе при максимальной величине регулирования;

n_n и n_r — число оборотов насоса и гидромотора;

e_n и e_r — параметры регулирования насоса и гидромотора.

Величины q и e для насоса и гидромотора зависят от конструктивных особенностей устройств. Если насос и гидромотор лопастного или радиально-поршневого типа, то удельный расход зависит от величины эксцентриситета, т. е. относительного расположения оси ротора по отношению к оси статора. Для насосов и гидромоторов с осевым расположением поршней удельная производительность или удельный расход являются функцией угла наклона шайбы (диска) относительно оси выходного вала [5].

Предполагая, что привод идеальный ($Q_n = Q_r$), можно записать:

$$i = \frac{n_n}{n_r} = \frac{q_r e_r}{q_n e_n}, \quad (47)$$

т. е. передаточное отношение привода зависит от параметров регулирования насоса и гидромотора и от отношения удельных характеристик.

Изменение числа оборотов гидромотора достигается либо изменением параметров регулирования только насоса или только гидромотора, либо регулированием обоих устройств. В последнем случае имеются две возможности: первая, когда параметры обоих устройств изменяются в определенной последовательности, и вторая, когда параметры изменяются одновременно для обоих устройств.

Идеальная характеристика в случае регулирования передачи за счет изменения параметров насоса показана на рис. 31, а. При постоянном числе оборотов насоса изменение регулировочного параметра в нем будет вызывать линейное изменение производительности, а следовательно, числа оборотов гидромотора и мощности передачи.

Крутящий момент M_r на валу гидромотора зависит от внешней нагрузки, однако при постоянном удельном расходе жидкости в гидромоторе будет неизменным на всем диапазоне регулирования насоса. Это характерно для данного способа регулирования, поэтому приводы с регулируемым насосом называются передачами с *регулированием при постоянном моменте*.

Если в передаче регулируемым является гидромотор, а насос обладает постоянной производительностью, то при неизменном числе оборотов насоса момент на валу гидромотора изменяется линейно (рис. 31, б), а вал гидромотора будет вращаться по гиперболическому закону. Мощность, развиваемая гидромотором в этом

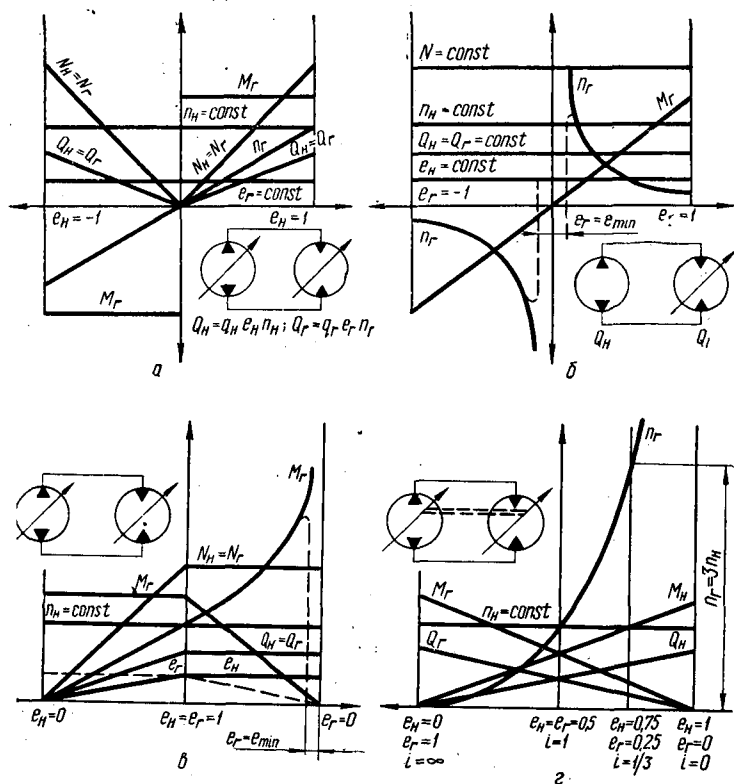


Рис. 31. Идеальные характеристики гидравлических передач, регулируемых при изменении параметров машин:
а — насоса; б — гидромотора; в — насоса и гидромотора (независимое);
г — насоса и гидромотора (одновременно)

случае, будет постоянной на всем диапазоне регулирования. Передачи такого рода носят название передач с регулированием при постоянной мощности.

Следует иметь в виду, что гидропередача с постоянной мощностью не может быть осуществлена на всем диапазоне регулирования от $-e$ до $+e$ из-за возникновения больших сопротивлений при реверсировании.

С уменьшением эксцентриситета (или другого параметра регулирования, например угла поворота шайбы в гидромоторах с осевым расположением поршней) в гидромоторе число оборотов выходного вала теоретически растет до бесконечности, практически же до определенной величины, которая ограничивается моментом, необходимым для преодоления в основном механических сопротивлений в гидромоторе.

Передача с регулированием при постоянной мощности применяется для диапазона регулирования от $e_T = e_{\min}$ до $e_T = 1$. Практически

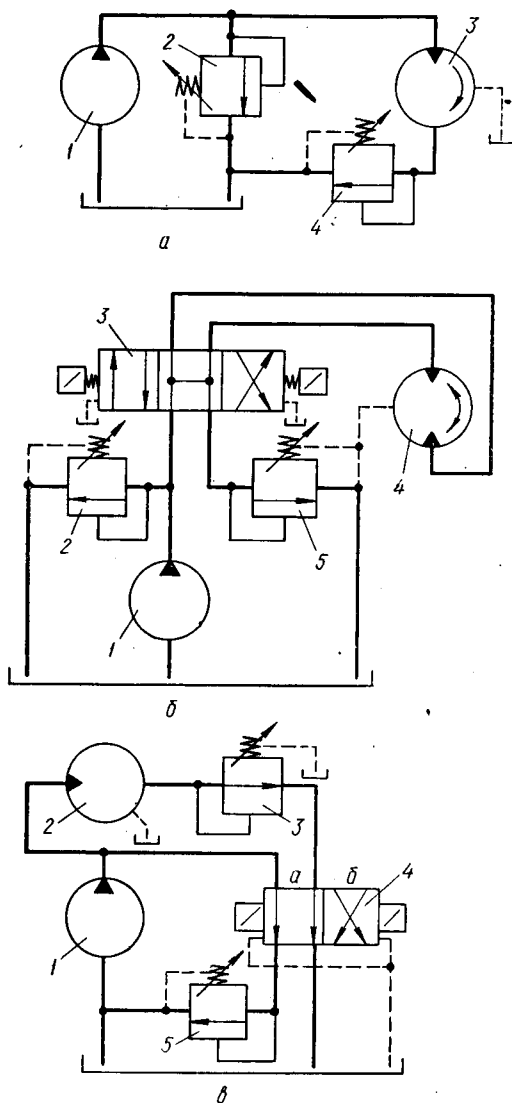


Рис. 32. Принципиальные схемы подключения в систему гидромоторов (открытые передачи)

постоянном числе оборотов насоса частота вращения выходного вала гидромотора растет от нуля при $e_n = 0$ и до бесконечности при $e_n = 1$. Если $e_n = e_r$, то $n_n = n_r$.

В зависимости от режима работы исполнительного механизма в практике машиностроения получили применение различные схемы подключения гидромотора в систему.

диапазон регулирования для постоянной мощности обычно не превышает 1—2,5.

На рис. 31, в показана идеальная характеристика передачи с регулируемым насосом и гидромотором, причем оба агрегата имеют независимое регулирование. Увеличение числа оборотов вала гидромотора обычно производится вначале за счет изменения параметров насоса до максимальной величины, а затем за счет регулирования параметров в гидромоторе. Как видно из рис. 31, в, идеальная характеристика передачи возникла в результате сочетания характеристик передач (рис. 31, а и б).

Возможна также передача, в которой параметры регулирования насоса и гидромотора изменяются одновременно при помощи механических связей.

Схема и характеристика такого привода приведены на рис. 31, г. Если параметр регулирования насоса растет, то одновременно с этим уменьшается параметр регулирования в гидромоторе.

Передаточное отношение такой идеальной передачи изменяется от нуля до бесконечности. При по-

Примеры открытых передач с насосом постоянной производительности приведены на рис. 32.

Насос 1 непосредственно подключен к гидромотору 3 (рис. 32, а). Клапан 2 предохраняет систему от перегрузки, клапан 4 выполняет функцию подпорного золотника. Его пружина настраивается на небольшое давление, например, для гидромоторов типа МГ-15 — до 0,2 МПа. Гидромотор вращается с постоянной скоростью только в одном направлении.

Для получения разностороннего вращения выходного вала гидромотора в схеме между насосом 1 и гидромотором 4 установлен распределитель 3 (рис. 32, б). Подпорное давление в гидромоторе независимо от направления вращения его вала создается клапаном 5. Остановка гидромотора с одновременным переключением насоса в бак произойдет при установке золотника распределителя 3 в среднее положение (как показано на схеме). От перегрузки систему предохраняет клапан 2.

В схеме, показанной на рис. 32, в, вал гидромотора 2 вращается тогда, когда золотник распределителя 4 находится в положении а. При непосредственном подводе жидкости к гидромотору от насоса 1 давление в системе ограничивается клапаном 5, который через распределитель 4 подключен к насосу. Отвод жидкости от гидромотора в бак происходит через подпорный клапан 3 и распределитель. Остановка гидромотора с одновременным переключением насоса на разгрузочный режим произойдет при переключении золотника в распределителе в положение б.

В схеме (рис. 33) предохранение гидромотора и подпорное давление на сливной магистрали от гидромотора создается соответственно клапанами 2 и 4 типа Г52 (во втором исполнении). Применение трехпозиционного распределителя 5 с минимальной расходной характеристикой позволяет работать без подпора, когда клапан 4 переведен на разгрузочный режим. Это происходит, когда золотник в распределителе находится в положении а, и с торможением в момент остановки гидромотора 3, когда насос 1 переключается в бак при переводе золотника в распределителе 5 в положение б. При средней установке золотника в распределителе клапаны 2 и 4 переводятся на работу в режиме разгрузки, при котором жидкость от насоса отводится в бак через клапан 2, а гидромотор разгружается почти полностью от противодействия. В гидравлических приводах транспортных и грузоподъемных машин получили применение системы с закрытой циркуляцией жидкости.

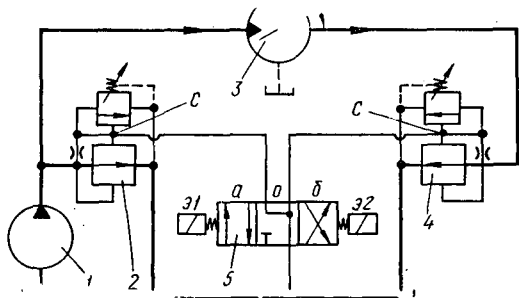


Рис. 33. Открытая передача, управляемая распределителем

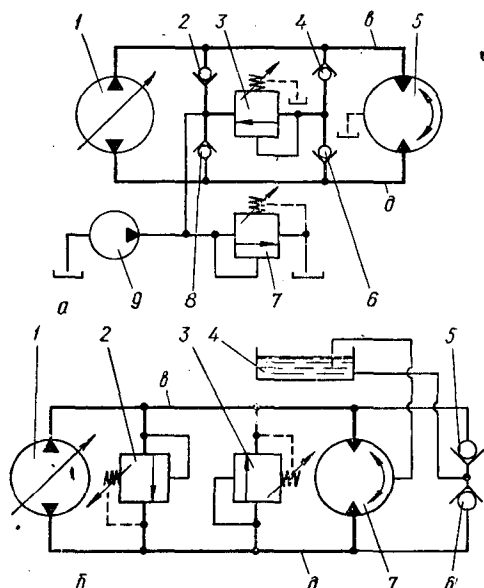


Рис. 34. Принципиальные схемы замкнутых передач

Регулирование частоты вращения вала гидромотора и реверсирование в приведенных системах (рис. 34, а и б) производится насосом. Предохранение системы (рис. 34, а) осуществляется клапаном 3, взаимодействующим с обратными клапанами 4 и 6 независимо от направления потока жидкости в замкнутом контуре между насосом 1 и гидромотором 5. В момент перегрузки жидкость циркулирует по контуру 1—4—3—8—1, если под давлением находится магистраль б, и по контуру 1—6—3—2—1, если под давлением будет магистраль д. Восстановление объема жидкости в замкнутой системе (подпитка) производится вспомогательным насосом 9 через обратные клапаны 2

или 8. Напорный золотник 7 при насосе 9 обычно настраивается на давление 0,3—0,5 МПа.

В передаче (рис. 34, б) система предохраняется клапаном 2, когда под давлением находится магистраль в, и клапаном 3 при давлении в магистрали д. Для подпитывания предусмотрены обратные клапаны 5 и 6, которые соответственно подключены к магистралям в и д, соединяющие насос 1 с гидромотором 7, и к баку 4 малой емкости. Так как утечки от гидромотора отводятся в бак 4, то пополнять его жидкостью приходится сравнительно редко.

Для реверсирования вала гидромотора применяются также распределители. Процесс реверсирования вала гидромотора распределителем происходит при постоянном давлении и быстрее, чем при реверсировании статора насоса. При реверсировании статором давление в системе непрерывно изменяется.

4. Получение малых расходов жидкости

В станках, предназначенных для окончательной обработки поверхностей, например, в шлифовальных, отделочно-расточных, хонинговальных, где перемещение стола или инструмента осуществляется гидравлическими устройствами, нередко возникает необходимость в получении малых и равномерных подач. Применяемые для этой цели дроссели с регулятором типа Г55-2 (или Г55-3) надежно обеспечивают расход жидкости без «заращивания» проход-

ной щели в дросселе при расходах 100—120 см³/мин. При меньших расходах нарушается постоянство подачи (постоянство расхода) вплоть до полного ее прекращения.

Получение постоянной и малой подачи (порядка 4—6 мм/мин) становится задачей трудной *. В этом случае, особенно при небольшом диаметре цилиндра, площадь проходного сечения в дросселе настолько мала, что равномерность движения не обеспечивается, если не будут приняты специальные меры.

Рассмотрим этот вопрос несколько подробней.

Теоретический расход жидкости через щель дросселя

$$Q_T = v f,$$

а скорость протекания жидкости через щель

$$v = \sqrt{\frac{2g\Delta p}{\gamma}},$$

где f — площадь щели в дросселе, мм²;

Δp — перепад давления в дросселе, МПа;

γ — удельный вес жидкости, Н/м³;

g — ускорение силы тяжести, м/с².

При $\Delta p = 0,2$ МПа $\gamma = 900 \cdot 10^{-5}$ Н/м³

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot 981 \cdot 2 \cdot 10^4}{900}} \approx 20,8 \text{ м/с.}$$

Проходное сечение в дросселе, сделанное в виде узкой щели, обеспечивает, как показал опыт, более чувствительное регулирование расхода жидкости. Ширину щели с целью уменьшения засоремости рекомендуется изготовлять не менее 0,2 мм. В установленном (обычно перед дросселем) фильтре пластинчатого типа зазор между пластинками составляет 0,1 мм. Поэтому частицы грязи, проходимые через фильтр, безусловно пройдут через дроссель, не вызывая при этом нарушений равномерности скорости подачи. По этим же причинам длина щели в дросселе не должна быть меньше 0,2 мм.

Таким образом, минимальная площадь проходного сечения в дросселе

$$f = bl = 0,2 \cdot 0,2 = 0,04 \text{ мм}^2.$$

Отсюда получаем теоретический расход масла через щель дросселя

$$Q_T = \frac{20,8}{100} \cdot 0,04 \cdot 100 \cong 0,8 \text{ см}^3/\text{с} \text{ (50 см}^3/\text{мин)}.$$

На рис. 35 показан график зависимости скорости подачи от диаметра цилиндра для дросселя с проходным сечением $f = 0,04 \text{ мм}^2$.

* Пуш В. Э. Малые перемещения в станках. М., Машгиз, 1961, 123 с.

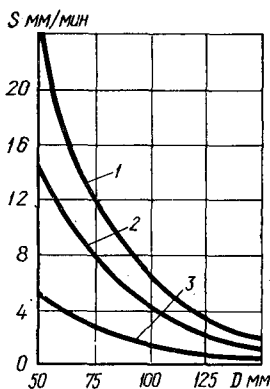


Рис. 35. Зависимость скорости поршня от диаметра цилиндра при расходе жидкости через дроссель:

1 — 50 см³/мин; 2 — 30 см³/мин; 3 — 18,9 см³/мин.

Для получения малых подач (порядка 4 мм/мин) необходимо иметь цилиндр с $D = 125 \div 130$ мм, что в ряде случаев неприемлемо.

Для получения малых подач (менее 10 мм/мин), при сравнительно небольших размерах цилиндра, в станках отделочно-расточных применяются устройства с подвижным упором [10], в станках агрегатных используется демультипликатор [11]. Некоторые зарубежные фирмы для этой цели применяют вращающиеся дроссели [4, 10]. Применение дополнительных и оригинальных устройств существенно усложняет механизм подачи.

На рис. 36 показан элемент схемы, состоящий из нормализованных аппаратов, которыми обеспечиваются малые расходы и тонкое регулирование расхода жидкости.

Как известно, расход жидкости Q через дроссель с учетом потерь на трение и изменения направления потока определяется зависимость

$$Q = kf\sqrt[m]{\Delta p}, \quad (48)$$

где Δp — перепад давления в дросселе;

f — площадь щели в дросселе;

m — показатель степени; $m = 0,5 \div 0,6$;

k — коэффициент, зависящий от свойств рабочей жидкости и перепада давления.

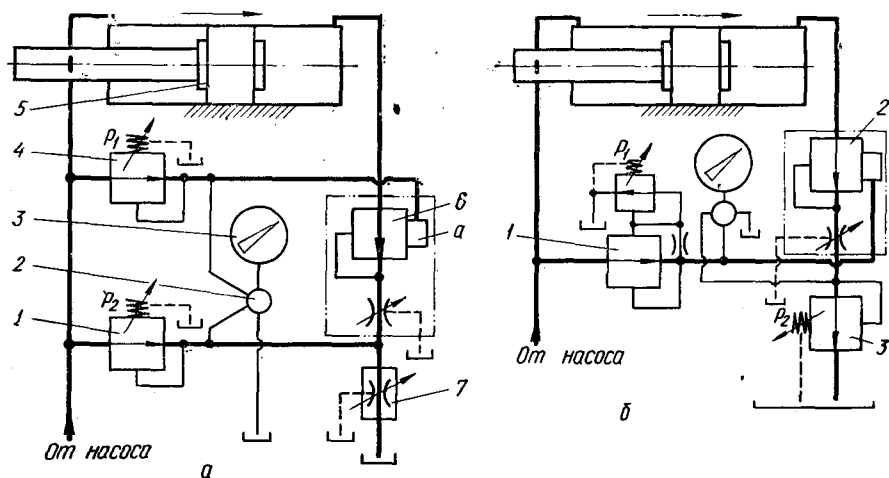


Рис. 36. Элементы схем, которыми обеспечивается тонкое регулирование расхода жидкости в пределах малых величин

Опыт эксплуатации дросселей с регулятором типа Г55 показал, что они обладают малой чувствительностью в зоне минимальных расходов; незначительное угловое смещение рукоятки дросселя приводит к большим изменениям площади щели f в нем, а следовательно и расхода жидкости.

Из формулы (48) следует, что регулировать расход жидкости можно также за счет изменения Δp (рис. 36, а). В аппарате 6 удалена нерегулируемая пружина, расположенная в полости а над золотником регулятора, перекрыто отверстие, соединяющее эту полость со сливом и к полости а подведена магистраль от редукционного клапана 4 типа Г57.

Редукционные клапаны 1 и 4 подключены параллельно к магистрали, идущей от насоса. Выходная магистраль от клапана 1 подведена к трубопроводу, расположенному между дросселем регулятора 6 и дросселем 7.

Если клапан 4 настроен на давление p_1 большее, чем p_2 (величина настройки клапана 1), то разность $p_1 - p_2 = \Delta p$ создает перепад давления в дросселе регулятора 6. Эта величина может изменяться за счет регулирования жесткости пружины одного из редукционных клапанов.

Для настройки редукционных клапанов в системе необходимо предусмотреть образцовый манометр 3 и золотник подключения манометра 2.

Во время испытания этой системы на стенде (в лаборатории гидропривода ОПИ), а также в отделочно-расточном станке дроссель в регуляторе настраивался на расход $Q = 100 - 120 \text{ см}^3/\text{мин}$ при перепаде давления $\Delta p \cong 0,2 \text{ МПа}$, причем $p_1 = 1 \text{ МПа}$, а $p_2 = 0,8 \text{ МПа}$. В дальнейшем изменение Δp производилось регулировкой только одного редукционного клапана.

При перепаде давления в дросселе $\Delta p = 0,075 \text{ МПа}$ получена стабильная скорость поршня в цилиндре диаметром 11 см, равная 4 мм.

На рис. 36, б показана несколько упрощенная схема, которая также может быть использована для тонкого регулирования скорости в пределах малых величин. В сливную магистраль после дросселя с регулятором 2 подключен напорный золотник 3 типа Г54. При постоянной настройке пружины напорного золотника на давление p_2 перепад давления регулируют только редукционным клапаном 1.

5. Автоматические способы переключения скоростей

Общий цикл работы всех механизмов автоматически работающих машин, как правило, состоит из частных циклов работы отдельных устройств целевого назначения. В свою очередь частные циклы складываются из отдельных элементов цикла, которые состоят, например: из быстрого подвода (БП), быстрого отвода (БО), разгона (Р), торможения (Т), медленного перемещения (МП), следующего нередко за БП, рабочей подачи (РП), рабочей пода-

чи *I* (*РП*), рабочей подачи *II* (*РП*), остановки с выдержкой (*ОВ*), реверса (*Рв*) и др.

В станках, например отделочно-расточных, стол с заготовкой при одностороннем расположении расточных головок перемещается по циклу: *БП—РП—Рв—БО—Стоп* или *БП—ПР1—РП—Рв—Стоп* при условии, когда отверстие последовательно обрабатывается двумя резцами, из которых первый производит грубую, а второй окончательную расточку. При двустороннем расположении головок стол перемещается по более сложному циклу: из среднего исходного положения (*ИП*) осуществляется *БП* (предположим, влево), потом *РП—Рв—БО* (при котором стол проходит через *ИП*), а далее *РП—Рв—БО—ИП*.

Подобные и более сложные циклы сравнительно легко обеспечиваются силовыми цилиндрами и нормализованной аппаратурой, которая допускает изменение скорости во время рабочей подачи и автоматическое переключение скоростей при движении исполнительного механизма.

Приведем принципиальные гидравлические схемы, несколько отличающиеся от схем, которые разрабатываются в конструкторском бюро для реальных машин. В схемах в основном отражена кинематическая сторона устройства, что нередко является главной задачей при проектировании гидросистемы. Однако они лишены большого количества подробностей, упущены некоторые параметры и показаны только типы аппаратов, но не типоразмеры. Для некоторых наиболее характерных циклов движения исполнительных механизмов приведено несколько приемлемых решений.

На рис. 37, *а* показана часть принципиальной гидравлической системы устройства одноцелевого назначения. Путь, совершаемый поршнем, на этапах цикла *БП* и *МП* может изменяться или оставаться неизменным только на участке, отведенном для *РП*. *БП* происходит при отводе жидкости из поршневой полости цилиндра через золотник аппарата 2 (типа Г74-3), а *МП* — при отводе жидкости через дроссель 6, обратный клапан 7 и распределитель 1, золотник которого находится в положении *а*.

Автоматическое переключение на *РП* наступает после перекрытия поршнем проточки *в*. С этого момента скорость поршня определяется настройкой дросселя 5. Во время *РП* отвод жидкости из поршневой полости цилиндра происходит через аппараты 4—5—6—7—1. Дросселем 6 производят настройку скорости при *МП*. С помощью двухходового золотника с обратным клапаном 2, золотник которого отжимается передвижной профильной линейкой, изменяется величина хода поршня для *БП* и *МП*.

Реверс и *БО* произойдут после воздействия торца линейки на *ВК*, от которого получают команды на переключение электромагниты *Э1* и *Э2* распределителя 1. После реверса жидкость к поршневой полости цилиндра подводится от распределителя 1 через обратный клапан аппарата 2.

Таким образом, при движении поршня со штоком и исполнительным механизмом вправо дважды происходит автоматическое

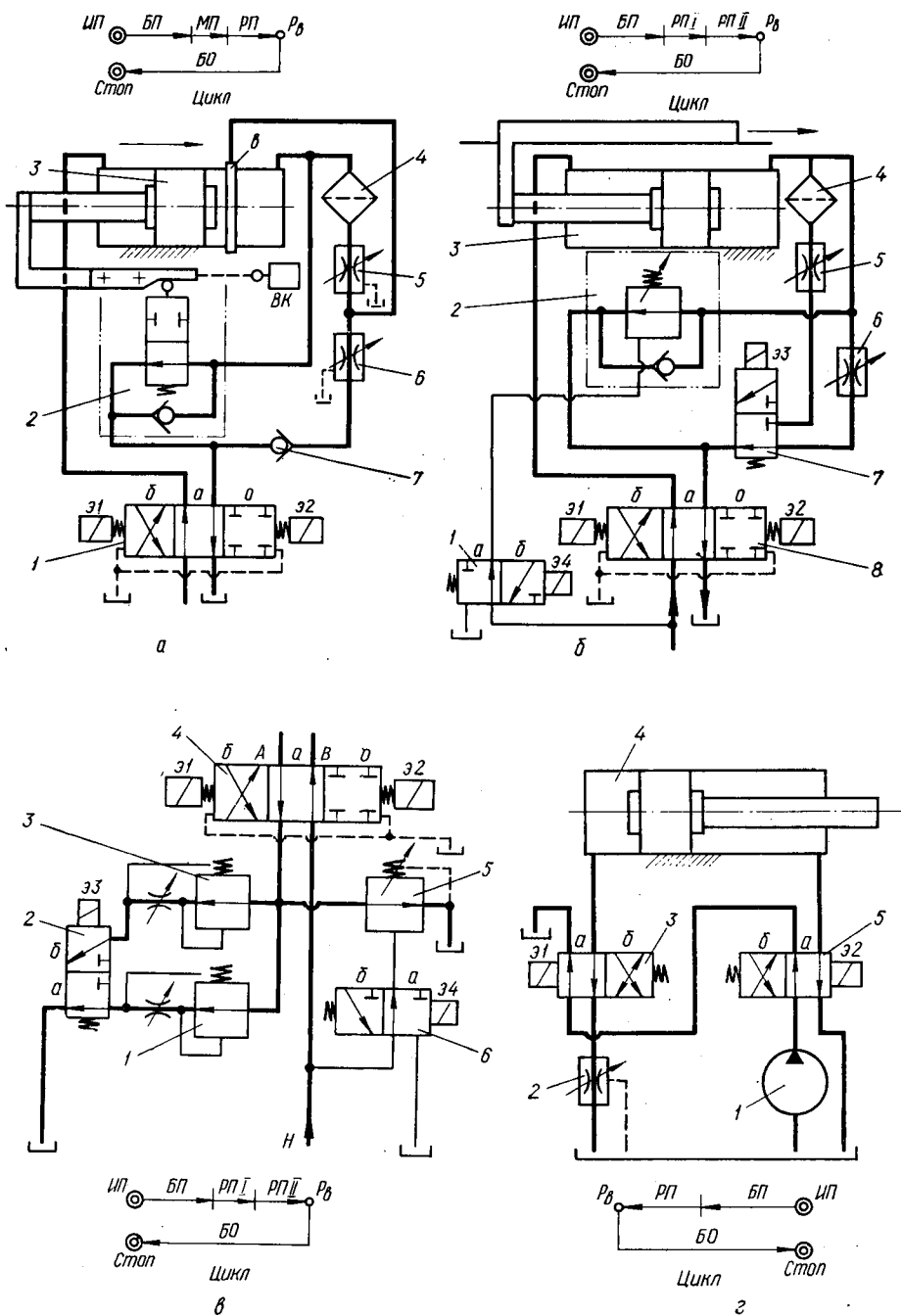


Рис. 37. Различные способы автоматического переключения скорости

переключение скорости: с БП на МП и с МП на РП. Время, идущее на эти переключения, зависит соответственно от уклона плоскости на профильной линейке, взаимодействующей с золотником аппарата 2, ширины проточки *в* и предшествующей скорости.

Остановка поршня производится при переводе золотника в распределителе 1 в нулевое положение или же при подходе исполнительного механизма к упору.

Обратный клапан 7 предотвращает обратный ток жидкости через фильтр 4, благодаря чему не вымываются задержанные частицы снова в систему.

Расположение громоздкого аппарата Г74-3 вблизи подвижных частей исполнительного механизма усложняет коммуникации — это, во-первых, и, во-вторых, требует механических устройств для переключения золотника.

В схеме, приведенной на рис. 37, б, обеспечивается автоматическое переключение скорости, причем дважды при движении поршня вправо. Цикл движения поршня почти такой же, как и в предыдущей схеме, однако в результате применения дистанционно управляемого клапана 2 (типа Г66) с золотником управления 1 и золотника управления 7, который попеременно подключает к распределителю 8 дроссели 5 и 6, система приобрела большую универсальность, упростились коммуникации и конструкция цилиндра. Помимо этого стало возможным разместить всю аппаратуру на отдельной панели.

Этапы цикла и соответствующее им положение золотника в распределителях 1, 7 и 8, а также порядок включения электромагнитов показаны в табл. 3.

Таблица 3

Этап цикла	Распределитель			Работа электромагнитов			
	1	7	8	Э1	Э2	Э3	Э4
ИП	<i>a</i>	<i>a</i>	0	—	—	—	—
БП	<i>a</i>	<i>a</i>	<i>a</i>	—	+	—	—
РП	<i>б</i>	<i>a</i>	<i>a</i>	—	+	—	+
РПП	<i>б</i>	<i>б</i>	<i>a</i>	—	+	+	+
Рв, БО	<i>a</i>	<i>a</i>	<i>б</i>	+	—	—	—
Стоп	<i>a</i>	<i>a</i>	0	—	—	—	—

Примечания:
 + электромагнит подключен к электросети (включен);
 — электромагнит отключен от электросети (отключен).

Аппаратура управления, необходимая для автоматического переключения скоростей, а также регуляторы скорости в системе (рис. 37, в) в основном подключены к сливной магистрали после распределителя 4. При БП подвод жидкости к цилиндру происходит по магистрали В, а отвод из цилиндра — через напорный золотник 5, управляемый распределителем 6. После перевода золотника в распределителе 6 в положение б торцовая полость напор-

ного золотника 5 соединяется с баком. Под действием пружины в аппарате золотник 5 перемещается вниз и отсекает при этом сливную полость цилиндра 4 от бака. После этого отвод жидкости из цилиндра возможен через дроссель с регулятором 1 или 3, последовательность которых осуществляется золотником управления 2. Конечные электрические выключатели, кнопка «пуск гидропривода» (не показанные на схеме) и электрическая система привода должны обеспечить определенный порядок включения электромагнитов (табл. 4).

Таблица 4

Этап цикла	Положение золотника в распределителе			Работа электромагнитов			
	2	4	6	Э1	Э2	Э3	Э4
<i>ИП</i>	<i>a</i>	0	<i>a</i>	—	—	—	—
<i>БП</i>	<i>a</i>	<i>a</i>	<i>a</i>	—	+	—	—
<i>РП</i>	<i>a</i>	<i>a</i>	<i>б</i>	—	+	—	+
<i>РПП</i>	<i>б</i>	<i>a</i>	<i>б</i>	—	+	+	+
<i>Рв, БО</i>	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>a</i>	+	—	—	—
<i>Стоп</i>	<i>a</i>	0	<i>a</i>	—	—	—	—

Подобный принцип переключения скоростей применяется в гидравлических системах отделочно-расточных станков, конструкции Специального конструкторского бюро алмазно-расточных станков (СКБАРС, Одесса).

Одна из возможных схем* для получения распространенного цикла: *ИП—БП—РП—Рв—БО—Стоп* (рис. 37, *г*) в данном случае обеспечивается двумя двухпозиционными золотниками управления или распределителями 3, 5 и дросселем 2. При *ИП* электромагниты Э1 и Э2 обесточены; золотники в распределителях занимают положение *a*, а насос через оба распределителя разгружается в бак. Цилиндр полностью отключен от насоса. Для получения *БП* золотники распределителей при включении Э1 и Э2 переводятся в положение *б*; при этом насос соединяется со штоковой полостью цилиндра, а его поршневая полость через распределители 3 и 5 — с баком. *РП* произойдет после перевода золотника только в распределителе 3 снова в положение *a*, при котором к цилиндру подключается дроссель 2. Реверс и *БО* начнутся после переключения золотников в распределителе 3 в положение *б*, а в распределителе 5 — в положение *a*.

Все рассмотренные на рис. 37 схемы характерны тем, что автоматическое переключение скорости происходит при движении исполнительного механизма «по пути» благодаря взаимодействию копирных линеек, конечных электрических выключателей с золотниками или электромагнитами распределителей.

* На схеме показаны только те аппараты, которыми определяется указанный цикл работы.

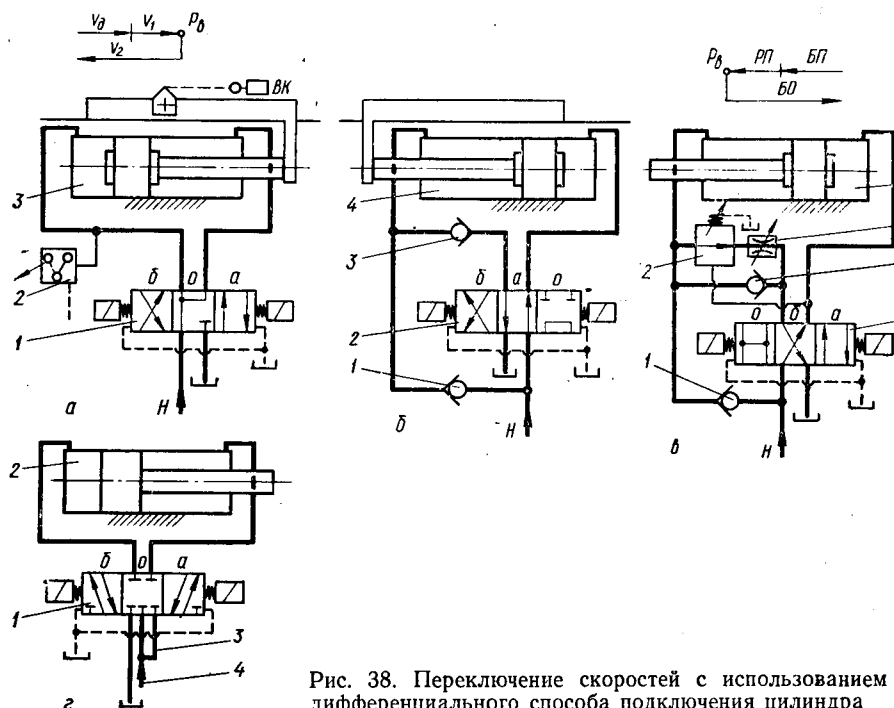


Рис. 38. Переключение скоростей с использованием дифференциального способа подключения цилиндра

На рис. 38, а, б и в приведены схемы, в которых для переключения скорости использован дифференциальный способ подключения цилиндра. В этом случае обе полости цилиндра с односторонним штоком соединяются с насосом, а перемещение поршня под действием усилия $P_d = p(F_1 - F_2)$ (где p — давление, F_1 и F_2 — площадь поршневой и штоковой полостей) происходит в сторону штока. Для дифференциального способа подключения применяют распределители четырехходовые (схема 24) или пятиходовые (схема 25), хотя возможно применение распределителей и с другими схемами распределения потока.

При среднем положении золотника в распределителе 1 (рис. 38, а) из штоковой полости цилиндра 3 вытесняется объем жидкости

$$Q_1 = v_d F_2, \quad (49)$$

где v_d — скорость поршня при дифференциальном подключении цилиндра.

Из штоковой полости цилиндра в поршневую полость жидкость подается насосом, следовательно

$$Q_n + Q_1 = v_d F_1, \quad (50)$$

где Q_n — производительность насоса.

Подставив значение Q_1 в формулу (50), получим

$$Q_H + v_d F_2 = v_d F_1.$$

Скорость поршня при дифференциальном подключении цилиндра

$$v_d = \frac{Q_H}{F_1 - F_2} = \frac{Q_H}{\frac{\pi}{4} d^2} = 1,27 \frac{Q_H}{d^2}, \quad (51)$$

где d — диаметр штока.

С переключением золотника в распределителе I в положение a к поршневой полости цилиндра подключается только насос; скорость поршня уменьшается:

$$v_1 = \frac{Q_H}{F_1} = \frac{Q_H}{\frac{\pi}{4} D^2} = 1,27 \frac{Q_H}{D^2}, \quad (52)$$

где D — диаметр цилиндра.

Если $D = 11$ см, $d = 4$ см, а $Q_H = \frac{8}{60}$ л/с,

то

$$v_d = 1,27 \frac{8 \cdot 10^3}{60 \cdot 16 \cdot 10^2} = 0,106 \text{ м/с},$$

а

$$v_1 = 1,27 \frac{8 \cdot 10^3}{60 \cdot 121 \cdot 10^2} = 0,014 \text{ м/с}.$$

При дифференциальном подключении цилиндра скорость поршня значительно увеличивается. Этот способ широко используется в тех случаях, когда при малой производительности насоса необходимы большие скорости, например во время холостого хода.

Следует отметить, что при условии, когда $F_1 = 2F_2$ или же $D^2 = 2d^2$, скорость прямого хода (в данном случае вправо) при дифференциальном подключении v_d равна скорости обратного хода v_2 .

Команда на автоматическое переключение скорости с v_d на v_1 (рис. 38, a) поступает от реле давления 2, пружина которого настроена на рабочее давление, возникающее в поршневой полости цилиндра с появлением полезной нагрузки. От BK подается команда к электромагнитам распределителя I на реверс.

В данной схеме управление смешанное: от реле давления при переключении скорости с v_d на v_1 — «по давлению» и от BK — «по пути».

Использование распределителя, соединяющего в среднем положении золотника обе полости цилиндра с источником давления, исключает остановку поршня в любом состоянии.

Если в конце движения или в любом промежуточном положении поршня необходимо произвести остановку исполнительного механизма, а насос переключить в бак, сохранив на некоторое время в цилиндре давление, то дифференциальное подключение цилиндра

можно осуществить, используя для этой цели распределитель, выполненный по схеме 64 или 65, например Р102-АЛ64 или Р102-АЛ65.

Схема, удовлетворяющая этим требованиям, приведена на рис. 38, б. Когда золотник в распределителе 2 находится в положении а, то обе полости цилиндра 4 подключаются к насосу. Штоковая полость цилиндра через обратный клапан 1 и распределитель 2 соединяется с поршневой полостью; поршень при этом перемещается влево. С переводом золотника в распределителе в положение б происходит обратный ход поршня. Жидкость от насоса к штоковой полости цилиндра подводится через обратный клапан 3. При нулевом положении золотника в распределителе цилиндр отсекается от бака и насоса, а поршень останавливается.

Схема, обеспечивающая автоматическое переключение скорости с управлением «по давлению», показана на рис. 38, в. Максимальная скорость поршня происходит при дифференциальном подключении цилиндра 4, когда золотник в распределителе б находится в положении б, а жидкость от насоса и из штоковой полости цилиндра через обратный клапан 1 направляется в его поршневую полость. Переключение на рабочую скорость произойдет с появлением нагрузки, когда давление возрастет и станет равным давлению, на которое настроен дистанционно управляемый клапан 2 (типа Г54). Клапан 2 открывается и отвод жидкости в бак из штоковой полости теперь происходит через дроссель 3, настройкой которого и определяется величина скорости течения жидкости.

После переключения золотника в распределителе в положение а жидкость от насоса направляется через обратный клапан 5 в штоковую полость цилиндра; происходит БО поршня в исходное положение.

Применение трехпозиционного распределителя с открытым центром (схема 14) позволяет во время пауз в работе цилиндра переводить насос на так называемый разгрузочный режим (см. главу IV).

В схеме подключения цилиндра по дифференциальному способу* использован пятиходовый распределитель с закрытым центром при нулевом положении золотника и разделенными сливными каналами типа 45Г74 (рис. 38, г). Входная магистраль 4 подключена к правой сливной магистрали 3. При переводе золотника в распределителе 1 в положение б обе полости цилиндра 2 подключаются к насосу, а левый сливной канал в это время в распределителе закрыт. Цилиндр подключен по дифференциальной схеме; поршень быстро перемещается вправо.

При переключении золотника в распределителе в положение а поршневая полость цилиндра соединяется с баком, а штоковая с магистралью 4. Происходит реверс, а вслед за ним отвод поршня влево.

* А. с. № 281978 (СССР). Дифференциальное подключение цилиндра/ А. Е. Колчинский. — Оpubл. 17.10.72.

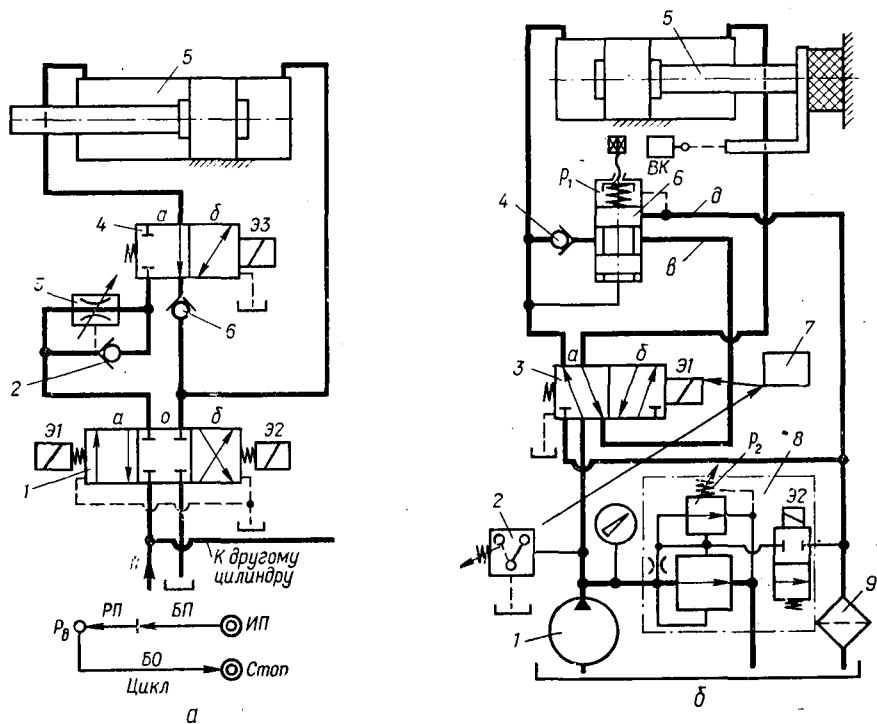


Рис. 39. Автоматическое переключение скоростей при дифференциальном подключении цилиндра:

а — необходимо применение распределителя с закрытым центром; *б* — необходимо при движении поршня изменять давление в цилиндре.

Для последовательного включения в работу нескольких силовых цилиндров, когда в системе один насос, нередко применяются распределители с закрытым центром (схема 44). Если работа одного из цилиндров происходит по циклу БП—РП—Рв—БО—Стоп, причем скорость на этапе БП значительно больше скорости при РП, а производительность насоса мала, то цилиндр целесообразно подключить по дифференциальной схеме.

Одно из возможных решений подобной задачи показано на рис. 39, *а*. Цилиндр 5 подключен по дифференциальной схеме, когда золотник в распределителе 1 находится в положении б. В этом случае штоковая полость цилиндра с поршневой соединяется через распределитель 4 и обратный клапан 6.

Порядок включения электромагнитов для всех этапов цикла приведен в табл. 5.

Вместо дросселя 3 (типа Г77) и обратного клапана 2 (типа Г51) может быть применен один аппарат, состоящий из дросселя и обратного клапана, или дроссель с регулятором и обратным клапаном, если во время РП необходима малая и равномерная подача.

Этап цикла	Положение золотника в распределителях		Работа электромагнитов		
	1	4	Э1	Э2	Э3
ИП	0	а	—	—	—
БП	б	а	—	+	—
РП	б	б	—	+	+
Рв, БО	а	б	+	—	+
Стоп	0	а	—	—	—

Гидравлическая аппаратура, расположенная между насосом 1 и цилиндром 5 в устройстве, которое предназначено для прессования изделий, обеспечивает работу по циклу *ИП—БП—МП—ОВ—Рв—БО—Стоп* и автоматически изменяет скорость поршня и давление в цилиндре (рис. 39, б).

Быстрое перемещение поршня, необходимое для предварительного сжатия (или прессования) материала изделия, происходит при дифференциальном подключении цилиндра 5, когда золотник в распределителе 3 находится в положении *а*. Штоковая полость цилиндра подключена к поршневой через распределитель 3, клапаны 6 и 4. Процесс прессования в этот момент производится с большой скоростью и при непрерывно нарастающем давлении. Когда давление в цилиндре достигнет величины, равной p_1 , на которую настроен дистанционно управляемый клапан 6 (типа Г54 или БГ54), штоковая полость цилиндра автоматически подключается к баку через аппараты 3—6—9 (золотник в аппарате 6 под действием давления, которое несколько превышает p_1 , сместившись в сторону пружины, соединит магистрали *в* и *д*). Вслед за этим произойдет снижение скорости и дальнейшее нарастание давления до величины p_2 — настройки реле давления 2 (РД) и предохранительного клапана с золотником управления 8. От микровыключателя РД включается реле времени 7, а от него через t секунд после выстаивания подается команда к электромагниту распределителя на реверс и отвод поршня в исходное положение.

В период выстаивания поршня в цилиндре сохраняется максимальное давление p_2 , соответствующее настройке предохранительного клапана, через который в течение t секунд от насоса жидкость отводится под давлением в бак.

В конце обратного хода поршня упором включается ВК, от которого поступает команда на отключение Э2 (золотника управления при предохранительном клапане типа Г52). С этого момента жидкость от насоса отводится в бак при минимальном давлении (примерно 0,15—0,2 МПа).

Работа определяющих механизмов, например специальных и специализированных станков (расточных, сверлильных, фрезерных и др.) проектируется по такому циклу: *ИП—БП—Т—РП—ОВ—*

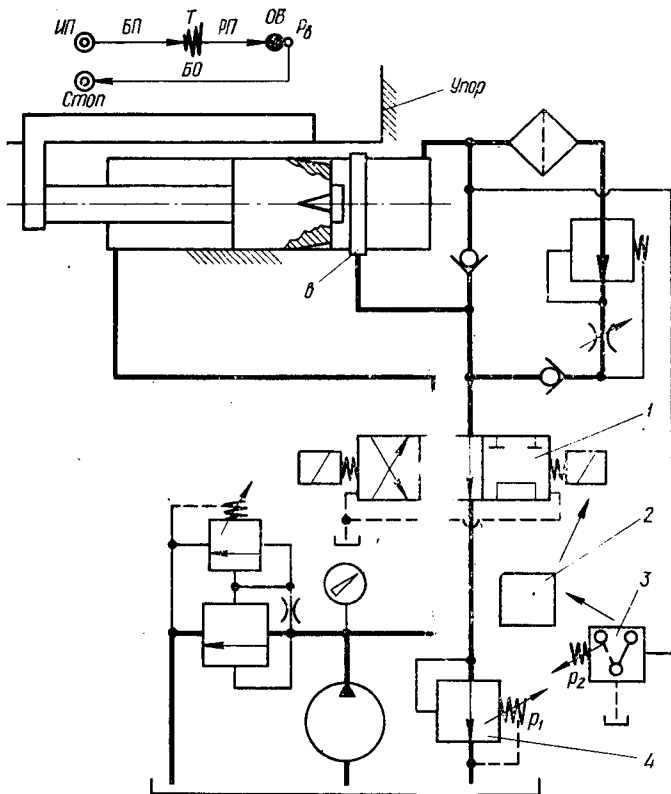


Рис. 40. Автоматическое переключение скорости с торможением при переходе с БП на РП и остановкой поршня на t с перед реверсом

$Рв$ — $БП$ — $Стоп$. Одно из возможных схемных решений показано на рис. 40.

Во время $БП$ отвод жидкости из правой полости цилиндра в бак происходит от кольцевой проточки $в$, через распределитель 1 и подпорный клапан 4 . По шлицам, расположенным у правого торца поршня, при движении поршня вправо производится постепенное перекрытие проточки $в$, что приводит к уменьшению скорости поршня. Происходит торможение на пути, который равен ширине проточки и длине сходящих на нет шлицев на поршне. После полного перекрытия проточки $в$ из штоковой полости жидкость начинает выжиматься через фильтр, дроссель с регулятором, обратный клапан и далее распределитель 1 и подпорный клапан 4 .

Таким образом, автоматическое переключение с $БП$ на $РП$ после предварительного торможения производится «по пути» непосредственно поршнем.

Остановка с выдержкой (ОВ) после РП и переключение на Рв по истечении t с обеспечивается взаимодействием реле 3 давления (РД) и реле 2 времени (РВ) в такой последовательности. Противодавление в поршневой полости цилиндра после подхода стола к упору снижается до нуля, а с падением давления срабатывает РД, пружина которого настроена на минимальное давление. От микровыключателя РД передается команда к РВ, а от него по истечении t с — к электромагнитам распределителя 1. Происходит реверс, а вслед за ним быстрый отвод механизма в ИП.

Если период выстаивания механизма в ИП составляет 1,5—2 мин и более, то в этом случае целесообразно электродвигатель насоса и электромагниты распределителя отключать от электросети. Остановка механизма может быть произведена при работающем насосе, для чего следует золотник в распределителе 1 перевести в нулевое положение. При этом мощность, затрачиваемая на вращение насоса, значительно снижается.

Для безотказной работы РД пружину реле следует настраивать на давление $p_2 = p_1 + (0,2 \div 0,3)$ МПа, где p_1 — давление, на которое настроен подпорный клапан 4.

Для получения нескольких скоростей исполнительного механизма в прямом и обратном направлениях можно рекомендовать гидросистемы, приведённые на рис. 41, а, б. Распределители 2 и 3 (рис. 41, а) с электромагнитным управлением, выполнены соответственно по схемам 24 и 64 при различных включениях электромагнитов от конечных выключателей (не показанных на схеме) и два дросселя 4, 5 обеспечивают четыре скорости при движении поршня в цилиндре 1 вправо и три — при его обратном ходе.

При нулевом положении золотников в распределителях 2 и 3 цилиндр подключен по дифференциальной схеме и в этом случае поршень перемещается с максимальной скоростью v_1 . Положение золотников в распределителях и работа электромагнитов для получения семи скоростей отражены в табл. 6.

Таблица 6

Скорость	Положение золотника в распределителе		Работа электромагнитов			
	2	3	Э1	Э2	Э3	Э4
v_1	0	0	—	—	—	—
v_2	а	0	+	—	—	—
v_3	а	а	+	—	+	—
v_4	а	б	+	—	—	+
P_0, v_5	б	0	—	+	—	—
v_6	б	а	—	—	+	—
v_7	б	б	—	+	—	+

В гидросистеме (рис. 41, б) несколько переключений скоростей в прямом и обратном направлениях получается только за счет при-

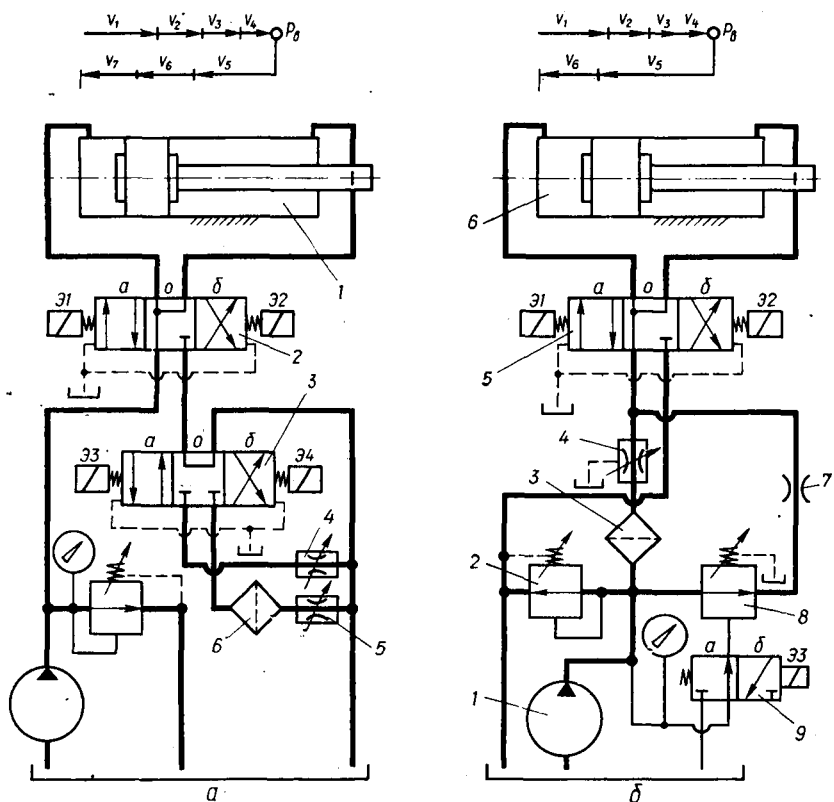


Рис. 41. Получение нескольких скоростей в прямом и обратном направлениях при дифференциальном подключении цилиндров

менения одного распределителя 5 с электромагнитным управлением и золотника управления 9, необходимого для управления аппаратом 8 (типа Г54). Максимальная скорость v_1 будет при дифференциальном подключении цилиндра 6, когда жидкость от насоса 1 направляется к цилиндру по обводной магистрали через аппараты 8 и 7, минуя фильтр 3 и дроссель 4. Величина скорости v_2 пропорциональна производительности насоса и площади цилиндра, а скорости v_3 и v_4 зависят от настройки дросселя 4.

Демпфер 7 предусмотрен для предотвращения гидравлического удара, возникновение которого возможно при быстром открытии золотника в клапане 8. При остановках исполнительного механизма на упоре насос через предохранительный клапан 2 переключается в бак.

Работа электромагнитов распределителей (рис. 41, б) отражена в табл. 7.

В станках хонинговальной группы с вертикальной компоновкой цилиндра поршню сообщаются равные скорости в прямом и обратном направлениях, поэтому соотношение эффективных площадей в

Скорость	Положение золотника в распределителе		Работа электромагнитов		
	5	9	Э1	Э2	Э3
v_1	0	a	—	—	+
v_2	a	a	+	—	+
v_3	0	б	—	—	—
v_4	a	б	+	—	—
v_5	б	a	—	+	+
$P_{с}, v_6$	б	б	—	+	—

цилиндре выбирается равным 2:1 (см. с. 79), а цилиндр в систему подключается по дифференциальной схеме при движении поршня вниз (рис. 42, а, б).

Когда золотник в двухпозиционном распределителе занимает положение *a*, обе полости цилиндра подключены к насосу; поршень

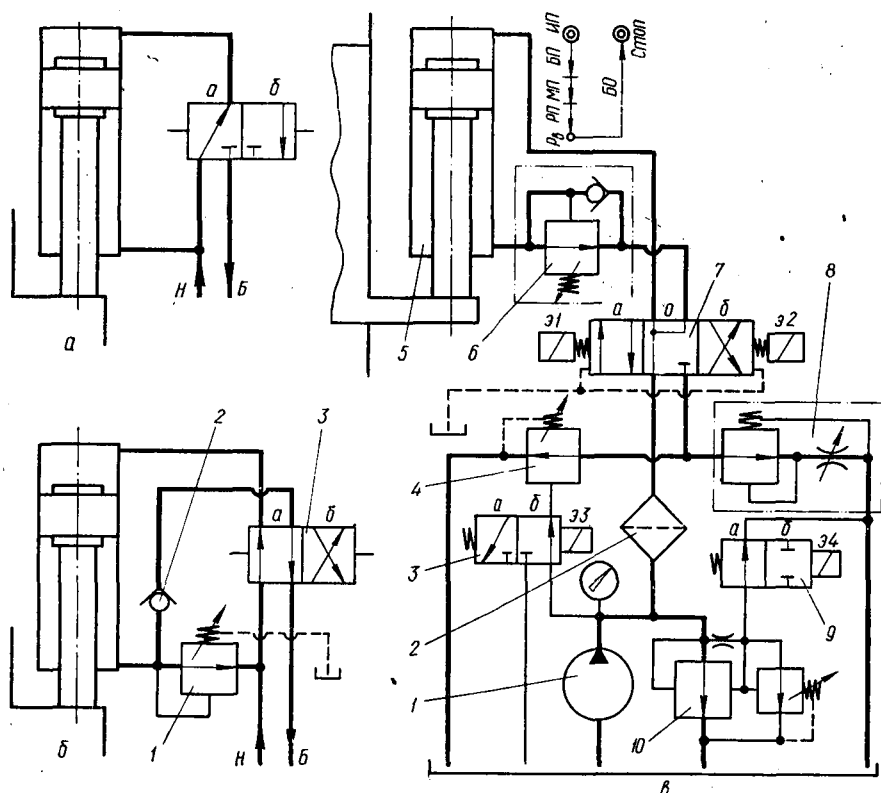


Рис. 42. Дифференциальное подключение силового цилиндра, расположенного в машине вертикально

перемещается вниз (рис. 42, а). Для движения поршня вверх золотник в распределителе устанавливается в положение б.

Применение подпорного клапана 1, которым устраняется самопроизвольное опускание поршня при отключенном насосе, вызвало необходимость в обводной магистрали с обратным клапаном 2 (рис. 42, б). Цилиндр подключен по дифференциальной схеме, когда золотник в распределителе 3 находится в положении а. Пружина клапана 1 должна быть настроена на давление, достаточное для удержания поршня со штоком, головки и инструмента.

Распределитель 7 (рис. 42, в) осуществляет дифференциальное и прямое подключение цилиндра 5; клапан 6 (типа Г66) предотвращает самопроизвольное опускание поршня, пропускает жидкость через напорный золотник при движении поршня вниз и через обратный клапан этого аппарата при движении поршня вверх. Клапан 4, управляемый золотником 3 управления, открывается во время МП и БО и закрывается при ИП, БП, РП и Стоп. Дроссель с регулятором 8 регулирует скорость поршня во время РП. Клапан 10 (типа Г52) предохраняет систему от перегрузки, а в ИП при помощи золотника 9 управления насос 1 переключается на разгрузочный режим.

Работа электромагнитов и положение золотников в распределителях для всех этапов цикла приведена в табл. 8.

Таблица 8

Этап цикла	Положение золотника в распределителе			Работа электромагнитов			
	3	7	9	Э1	Э2	Э3	Э4
ИП	б	0	а	—	—	—	—
БП	б	0	б	—	—	—	+
МП	б	а	б	+	—	—	+
РП	а	а	б	+	—	+	+
Рв, БО	б	б	б	—	+	—	+
Стоп, ИП	б	0	а	—	—	—	—

В гидравлической системе с одним цилиндром, в котором поршень совершает движение по циклу ИП—БП—РП—Рв—БО—РП II, переключение скоростей производится только гидравлическими устройствами (рис. 43). Когда золотник в распределителе 1 занимает положение а и жидкость от насоса свободно подводится к цилиндру 7, отвод ее из штоковой полости вначале происходит к цилиндру-дозатору 6, плавающий поршень которого свободно отжимается вниз к регулируемому упору 3. Из дозатора жидкость направляется к распределителю и далее в бак. Происходит БП. После подхода плавающего поршня к упору давление в системе возрастает и, когда оно достигнет величины настройки пружины напорного золотника 4, жидкость из штоковой полости цилиндра начнет выжиматься через клапан 4 и дроссель 2. С этого момента наступает РП. Реверс, а вслед за ним БО, произойдет после

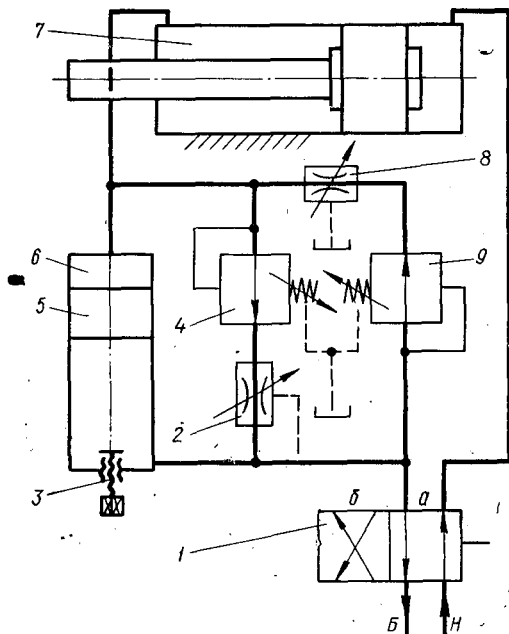


Рис. 43. Автоматическое переключение скоростей при помощи цилиндра-дозатора

ным или другим захватом. Усилие, развиваемое плунжером (рис. 44, а) или же поршнем со штоком (рис. 44, б), и скорость подъема зависят от нагрузки. Обе системы обеспечивают быстрый подвод захвата под днище поддона с грузом и автоматический переход на медленный подъем груза. Происходит это следующим образом.

При подводе жидкости в полость 6 от насоса H (рис. 44, а) через распределитель 10 и дроссель 9 происходит быстрый подъем плунжера. Одновременно жидкость из бака через обратный клапан 2 всасывается в полость 4 сдвоенного цилиндра 5. Усилие, создаваемое плунжером, будет $p = 0,785 (D^2 - d^2)$, где p — давление жидкости в полости 6, величина которого определяется массой плунжера и захвата. При подхвате груза давление в полости 6 растет; открывается напорный золотник 8, через который жидкость под давлением, равным или больше p_k , поступает в полость 4, воздействуя на всю площадь. С этого момента скорость плунжера уменьшается. Опускание плунжера произойдет под действием собственного веса после переключения золотника в распределителе 10 в положение а; жидкость из полости 4 через обратный клапан 3 и центральное отверстие в штоке направляется в полость 6, а оттуда через дроссель, распределитель и подпорный клапан 1 в бак.

Для решения аналогичной задачи в схеме (рис. 44, б) применен комбинированный цилиндр двустороннего силового действия. Здесь, как и в предыдущей схеме, быстрый подъем захвата происходит

перевода золотника в распределителе 1 в положение б, при котором вначале жидкость от насоса подводится к дозатору и от дозатора к цилиндру, а затем через напорный золотник 9 и дроссель 8.

Регулируемым упором 3 устанавливается величина хода при БП.

Отсутствие электрических аппаратов в схеме управления увеличивает надежность системы и создает благоприятные условия для использования такого способа переключения скоростей в устройствах, работа которых происходит во взрывоопасной обстановке.

Гидравлические устройства (рис. 44, а и б) могут быть использованы в подъемниках с вилоч-

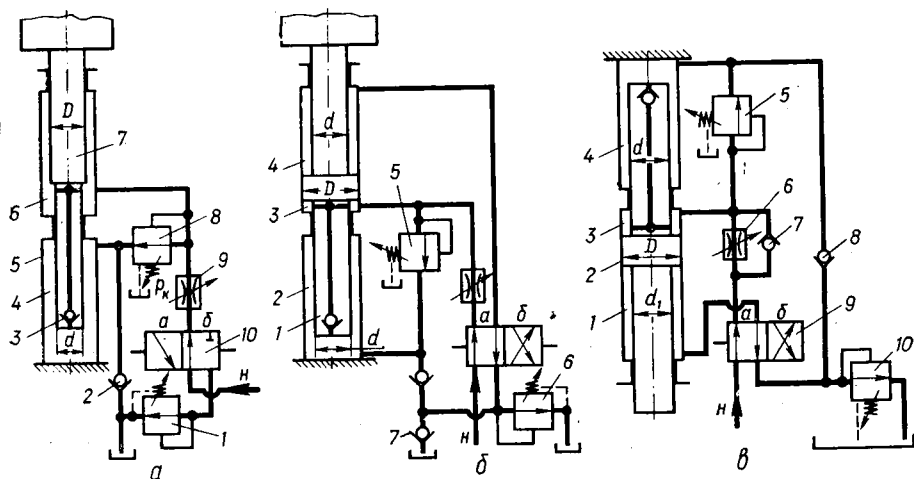


Рис. 44. Подъемные устройства, в которых усилие и скорость, развиваемая цилиндром, зависят от величины полезной нагрузки

при воздействии гидравлической силы только на кольцевую площадь поршня в полости 3. Цилиндро-поршневая группа развивает максимальное усилие, когда жидкость под давлением проникает в полость 2 через клапан 5. Если при подъеме объем выжимаемой жидкости из полости 4 больше объема жидкости, высвобождаемого плунжером 1, то избыток ее отводится через напорный золотник 6 в бак. Если же выжимаемый объем жидкости из полости 4 равен или меньше высвобождаемого плунжером из полости 2, то в эту полость поступает дополнительный объем жидкости из бака через обратный клапан 7.

В гидравлической системе (рис. 44, в) движение поршня со штоками обеспечивается по такому циклу: ускоренное перемещение вниз — рабочая подача и после реверса — быстрый отвод в исходное положение. При подводе жидкости только в полость 3 происходит ускоренное перемещение поршня 2 вниз. Из полости 1 жидкость отводится через распределитель 9 и обратный клапан 8 в полость 4. Если $d_1 < d$, то избыток жидкости из полости 1 отводится в бак через напорный золотник 10. Уменьшение скорости произойдет в момент появления на штоке нагрузки, на которую настроен напорный золотник 5. С этого момента из полости 1 жидкость отводится только через напорный золотник 10. При подъеме поршня отвод жидкости из полости 3 в бак осуществляется через обратный клапан 7, распределитель 9 и напорный золотник 10.

В гидравлической системе отделочно-расточного станка для перемещения стола с изделием по сложному циклу применен цилиндр с таким соотношением полезных площадей: $0,785D^2 = 2 \cdot 0,785d^2$ (рис. 45). Как известно, при дифференциальном подключении цилиндра с указанными параметрами скорости прямого и обратного ходов равны.

Таблица 9

Этап цикла	Положение золотника в распределителе					Работа электромагнита				Направление движения поршня
	4	1	5	2	9	Э1	Э2	Э3	Э4	
<i>ИП, Стоп</i>	0	0	0	б	б	—	—	—	—	
<i>БП</i>	а	а	а	а	б	+	—	—	+	Влево
<i>РП1</i>	а	а	а	б	б	+	—	—	—	»
<i>РП11</i>	а	а	а	б	а	+	—	—	+	Влево
<i>Рв, БО</i>	б	б	б	а	б	—	+	—	+	Вправо
<i>РП1</i>	б	б	б	б	б	—	+	—	—	»
<i>РП11</i>	б	б	б	б	а	—	+	—	+	»
<i>Рв, БП</i>	а	а	а	а	б	+	—	—	+	Влево
<i>ИП, Стоп</i>	0	0	0	б	б	—	—	—	—	

Для усвоения работы системы проследим направление течения жидкости только во время *РП1* и *РП11* при движении поршня влево, когда цилиндр подключен по дифференциальному способу.

Во время *РП1* ток жидкости происходит от насоса через аппараты 1, крестовину 11 и по магистрали 5—7—10—9—8—5 в поршневую полость цилиндра 6. Из штоковой полости цилиндра жидкость отводится к распределителю 1 и по обводной магистрали 12 к крестовине 11, т. е. суммируется с потоком, который поступает от насоса. Скорость определяется настройкой дросселя 8.

Во время *РП11* течение жидкости изменяется только на участке расположения дросселя с регулятором 7 и дросселя 8 и происходит через аппараты 7 и 8, минуя золотник управления 9, отсекающий в этот момент обводную магистраль 10.

Подобная система управления нашла применение также при вертикальной компоновке цилиндра, когда головка, к которой присоединен шток цилиндра, уравновешена контргрузом.

Глава IV

РАЗГРУЗКА НАСОСА И СИСТЕМЫ ОТ ДАВЛЕНИЯ

В станках, грузоподъемных устройствах, в прессах и других машинах гидравлические системы очень часто оснащаются насосом (или насосами) с приводом от индивидуального электродвигателя. При таком конструктивном решении насос кинематически не связан с другими механизмами в машине, а поэтому представляется возможным электродвигатель с насосом, предохранительную аппаратуру, фильтр, нередко распределитель с аппаратурой управления монтировать на баке или же на панели бака, т. е. создавать автономную станцию и устанавливать ее там, где это удобно, учитывая общую компоновку машины.

Кроме конструктивных, эксплуатационных и кинематических удобств независимый привод позволяет сравнительно просто отключать гидросистему, когда это вызвано циклом работы машины.

Отключение электродвигателя насоса при коротких паузах в работе на одну-две минуты в машинах автоматического действия экономически невыгодно, так как частые остановки и пуски электродвигателя приводят к интенсивному износу вращающихся частей насоса и электродвигателя, а частые его включения сопровождаются «пиковыми» нагрузками, что приводит к перегреву и быстрому выходу из строя электрической части двигателя. Поэтому лучше, не отключая электродвигатель от сети, переключать насос во время коротких пауз на режим, при котором жидкость циркулирует без давления, т. е. переводить насос на так называемый разгрузочный режим.

При резком снижении нагрузки, например во время холостых движений исполнительного механизма или же при выставлении его на упоре, в гидросистемах с насосом постоянной производительности и дроссельным регулированием скорости для повышения к. п. д. системы, увеличения долговечности вращающихся деталей насоса, электродвигателя и уменьшения интенсивности нагрева рабочей жидкости целесообразно насос переводить на работу с меньшим давлением, т. е. разгружать частично.

Следует учесть, что для переключения насоса на полную или частичную разгрузку система должна быть оснащена дополнительной аппаратурой или устройствами, однако некоторое усложнение сравнительно быстро окупается.

В практике создания гидравлических систем получили применение различные способы для полной и частичной разгрузки насосов, выбор которых зависит от конкретных условий: цикла работы исполнительных механизмов, количества насосов, выбранной аппаратуры и др.

1. Полная разгрузка насоса

Применение распределителя с открытым центром. Если в системе допустимо применение распределителя с открытым центром, то насос может быть переведен на режим разгрузки независимо от положения поршня в цилиндре (рис. 46). Происходит это при средней установке золотника в распределителе, когда оба электромагнита обесточены.

В этом случае от насоса через распределитель жидкость отводится в бак, а давление в нагнетательной полости насоса будет определяться сопротивлением магистрали, по которой циркулирует жидкость.

При смещении золотника в распределителе (положение *а* или *б*) в насосе создается давление, соответствующее нагрузке или настройке напорного золотника, при условии, что в гидросистеме применен дроссельный способ регулирования скорости и дроссель подключен «на входе» или «на выходе».

Разгрузка насоса через клапан типа Г52. Предохранительный клапан с переливным золотником типа Г52 (во втором исполнении) помимо своей основной функции предохранения системы от пере-

грузки может быть использован для частичной или полной разгрузки насоса (рис. 47).

В схеме (рис. 47, а) приведен пример использования клапана Г52 для полной разгрузки насоса в период выстраивания исполнительного механизма в исходном положении. К управляющей полости с клапана 1 подключен золотник управления 2. Во время работы исполнительного механизма электромагнит золотника управления 2 включен и отключается от электросети в моменты пауз. Золотник 2 аппарата при отключенном электромаг-

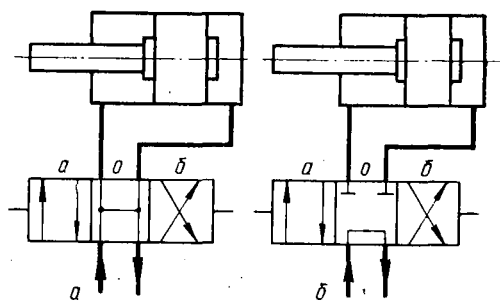


Рис. 46. Разгрузка насоса с использованием распределителей:

а — выполненная по схеме 14; б — выполненная по схеме 64

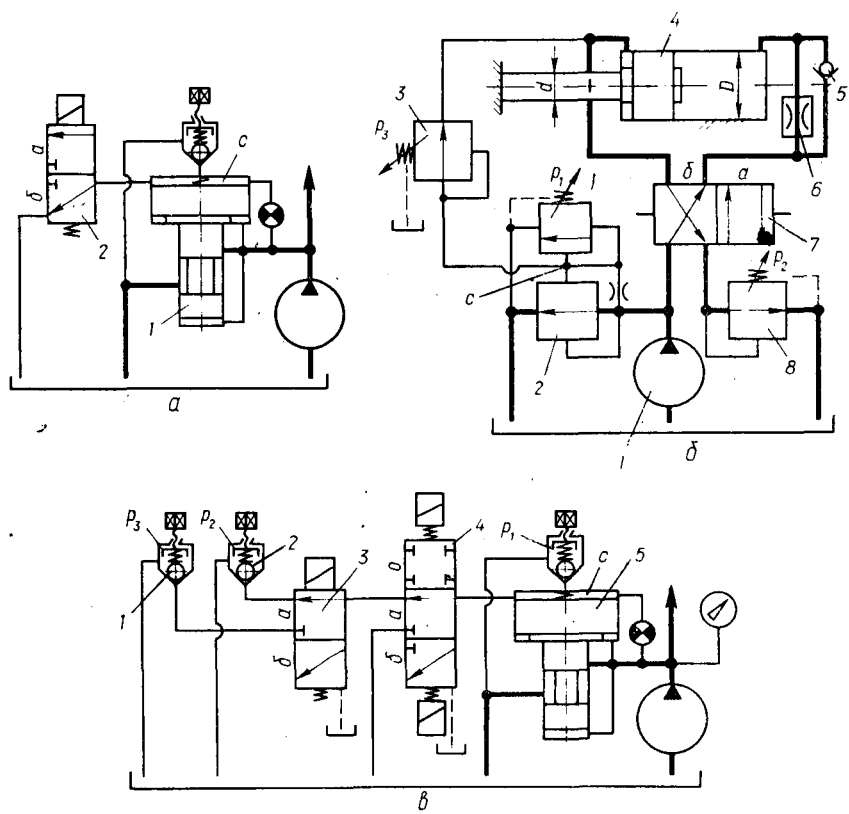


Рис. 47. Разгрузка насоса с использованием клапана типа Г52 во II исполнении: а — полная разгрузка; б — частичная разгрузка при подходе штока к упору; в — схема обеспечивает несколько давлений в системе

ните устанавливается в положение *б*, при котором полость *с* клапана *1* подключается к баку. Как известно (рис. 6), указанное подключение вызывает подъем грибообразного клапана и переключение насоса в бак. В этом случае отвод жидкости от насоса в бак происходит при давлении примерно в 0,1—0,15 МПа.

Включение или отключение электромагнита золотника управления может осуществляться от кнопочной станции, а также автоматически при блокировке путевого выключателя с кнопкой «стоп», когда, например, цикл работы исполнительного механизма завершается остановкой в исходном положении на 1—2 мин.

Когда золотник в распределителе 7 занимает положение *а*, поршень цилиндра 4 совершает рабочее перемещение вправо (рис. 47, б). Давление в насосе 1 при этом определяется полезной нагрузкой, силами трения и противодавлением, создаваемым в основном дросселем 6 и напорным золотником 8. Предельное давление в насосе ограничивается клапаном 2, пружина которого настроена на давление p_1 . При движении поршня вправо давление в насосе, в штоковой полости цилиндра и в полости *с* клапана 2 примерно равны. Поэтому напорный золотник 3, расположенный между полостью *с* и штоковой полостью цилиндра, закрыт.

С переводом золотника в распределителе в положение *б* начинается холостое перемещение поршня влево; подвод жидкости к цилиндру от насоса происходит через обратный клапан 5. Поэтому можно считать, что давление в цилиндре и насосе примерно равны. Так как полезная нагрузка в этом случае отсутствует, то усилие, развиваемое поршнем, будет пропорционально противодавлению и силе трения:

$$P_r = p_2 0,785 (D^2 - d^2) + T = p_n 0,785 D^2, \quad (53)$$

где p_2 — противодавление в штоковой полости цилиндра, равное (примерно) настройке клапана 8;

p_n — давление в насосе;

T — сила трения.

Если пренебречь силами трения, то давление p_n будет меньше p_2 , т. е.

$$p_n \cong p_2 \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right).$$

Когда силы трения велики, то давление p_n может оказаться недостаточным для перемещения поршня во время холостого хода. Поэтому для увеличения p_n необходимо пружину напорного золотника 3 настроить на давление p_3 несколько большее p_2 .

Если исполнительный механизм находится на упоре, то противодавление в штоковой полости цилиндра не снижается и остается равным примерно p_2 , так как из полости *с* клапана 2 небольшой поток жидкости (около 1—1,5 л/мин) отводится в бак через клапан 3, штоковую полость цилиндра 4, распределитель 7 и напорный золотник 8.

Усилие, развиваемое поршнем во время выстаивания исполнительного механизма на упоре,

$$P_2 = 0,785[p_3 D^2 - p_2(D^2 - d^2)].$$

Схема на рис. 47, б соответствует моменту, при котором шток находится на упоре, а насос при небольшом давлении (на 0,1—0,15 МПа больше p_3) разгружается в бак через клапан 2.

Различные усилия прижатия штока к упору можно получить регулированием p_3 .

В гидравлической системе (рис. 47, в) предельное давление в насосе ограничивается клапаном 5 (типа Г52), пружина которого настроена на давление p_1 . Благодаря распределителю 4 и золотнику управления 3 к полости с клапана 5 может быть подключен напорный золотник 1 или 2 или бак. Если $p_1 > p_2 > p_3$, то это означает, что в системе может быть три давления: p_3 — минимальное, p_2 — среднее и p_1 — максимальное. При подключении полости с к баку насос переводится на разгрузочный режим работы.

В гидросистеме (рис. 48) насос 1 в основном предназначен для питания контура I и насоса 9. Насос 1 подключается через обратный клапан 3 к контуру II только тогда, когда давление в нем становится меньше p_1 . Насос 9, присоединенный к насосу 1 последовательно, предназначен для питания только контура II; давление в этом насосе контролируется клапаном 5 (типа Г52). Самостоятельный насос 7 питает контур III.

С увеличением давления в контуре I выше p_1 срабатывает клапан 2, а при этом насос 1 переключается частично в бак, сохраняя давление p_1 в контуре I и во всасывающей полости насоса 9.

Клапан 5, во-первых, предохраняет насосы 9 и 7 и, во-вторых, при отключении электромагнита золотника управления 6 переводит все насосы (1, 9, и 7) на режим почти полной разгрузки. От

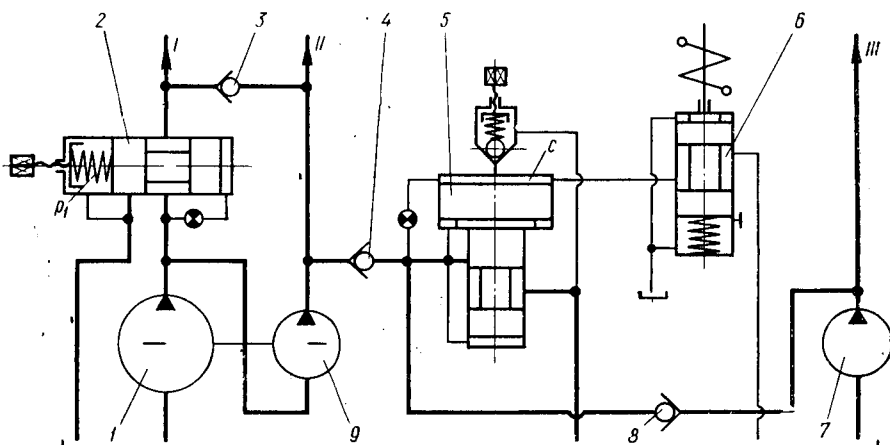


Рис. 48. Разгрузка трех насосов через клапан типа Г52

насоса 1 в период разгрузки жидкость отводится в бак через аппараты 2, 3, 4 и 5; от насоса 9 — через клапаны 4 и 5 и от насоса 7 — через клапаны 8 и 5.

Расходная характеристика клапана 5 должна соответствовать суммарной производительности всех насосов.

2. Разгрузка насоса с удержанием заданного давления в рабочем цилиндре

Сохранение заданного давления в рабочем контуре гидросистемы длительное время при малых расходах жидкости, что необходимо для компенсации только возможных утечек, требуется в приспособлениях и наладках, предназначенных для зажима изделия, в прессах, где изделие в течение некоторого времени выдерживается под давлением, в натяжных механизмах, в прокатных станах, в подъемных и других устройствах.

В таких ситуациях для повышения к. п. д. системы целесообразно применять аккумулятор, который может некоторое время удерживать заданное давление в замкнутом контуре (рис. 49).

В схеме (рис. 49, а) от насоса 1 через обратный клапан 3, распределитель 4 жидкость направляется к рабочей полости цилиндра 5 и одновременно к пневмогидравлическому аккумулятору 6, а также под нижний торец золотника клапана 2 (типа БГ54). При подходе штока к упору возрастает давление в цилиндре, аккумуляторе, насосе, и, когда оно достигнет давления p_k , золотник в клапане 2 прижмется к пружине, пропуская жидкость от насоса через клапан 2 и фильтр в бак.

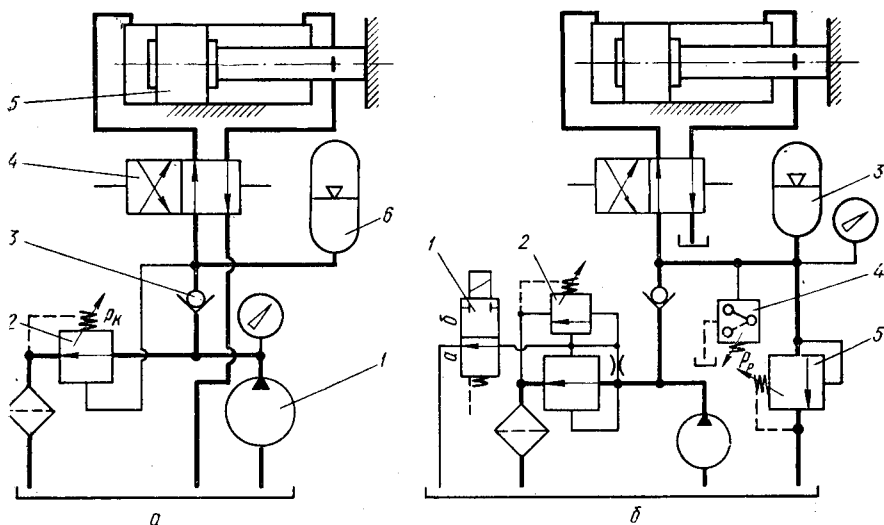


Рис. 49. Гидросистемы, обеспечивающие разгрузку насоса с удержанием заданного давления в цилиндре

С этого момента давление в рабочей полости цилиндра поддерживается аккумулятором, а насос почти полностью разгружается. Обратный клапан 3 отключает насос от аккумулятора и цилиндра. С падением давления в аккумуляторе ниже давления, на которое настроена пружина клапана 2, насос автоматически подключается к рабочему контуру, заряжая аккумулятор до давления p_k . Таким образом, насос находится под максимальным давлением p_k только в моменты, необходимые для зарядки аккумулятора. Цикличность подключения насоса к аккумулятору зависит от соотношения пропускной характеристики клапана 2 и производительности насоса. Испытания аналогичной схемы с насосом производительностью 12 л/мин и напорным золотником БГ54-14 (с максимальным расходом 70 л/мин) дали хорошие результаты.

При достижении давления в системе, на которое настроено реле давления 4, насос переключается в бак (рис. 49, б). От микровыключателя реле после достижения давления p_p поступает команда на отключение электромагнита золотника управления 1 при клапане 2 (типа Г52). В этом случае при установке золотника в клапане 1 в положение а насос через клапан 2 переводится на разгрузочный режим. В контуре цилиндра на некоторое время аккумулятором 3 поддерживается давление, равно p_p .

С падением давления в цилиндре вторично срабатывает реле давления; включается электромагнит аппарата 1, золотник которого переводится в положение б. При этом аппарат 2 отсекает от бака насос, который автоматически подключается к цилиндру.

Клапан 5 выполняет функцию второго предохранительного устройства. Пружина его, а также пружина клапана 2 настраиваются на давление $p_p + (0,3 - 0,5)$ МПа.

3. Разгрузка насоса большей производительности

В гидросистеме (рис. 50, а) оба насоса подключаются в систему во время холостых перемещений исполнительного механизма. При рабочих движениях, когда нагрузка в цилиндре возрастает, а давление становится выше давления p_1 настройки клапана 3, насос 2 автоматически переключается на разгрузочный режим. Система питается от насоса 1, величина давления в котором контролируется клапаном 5. Обратный клапан 4 препятствует проникновению жидкости в контур насоса 2 во время его разгрузки.

Для решения аналогичной задачи может быть использована разделительная панель типа Г53. Когда давление (заданное) в рабочем контуре системы составляет величину порядка 20 МПа, для разгрузки насоса большей производительности при работе только меньшего насоса можно рекомендовать систему, приведенную на рис. 50, б.

Золотник сливной с электрогидравлическим управлением 3 типа Г63-4 по команде от реле давления 5, пружина которого настроена на малое давление, переводится в положение а. При этом насос 2 большей производительности переключается в бак. В си-

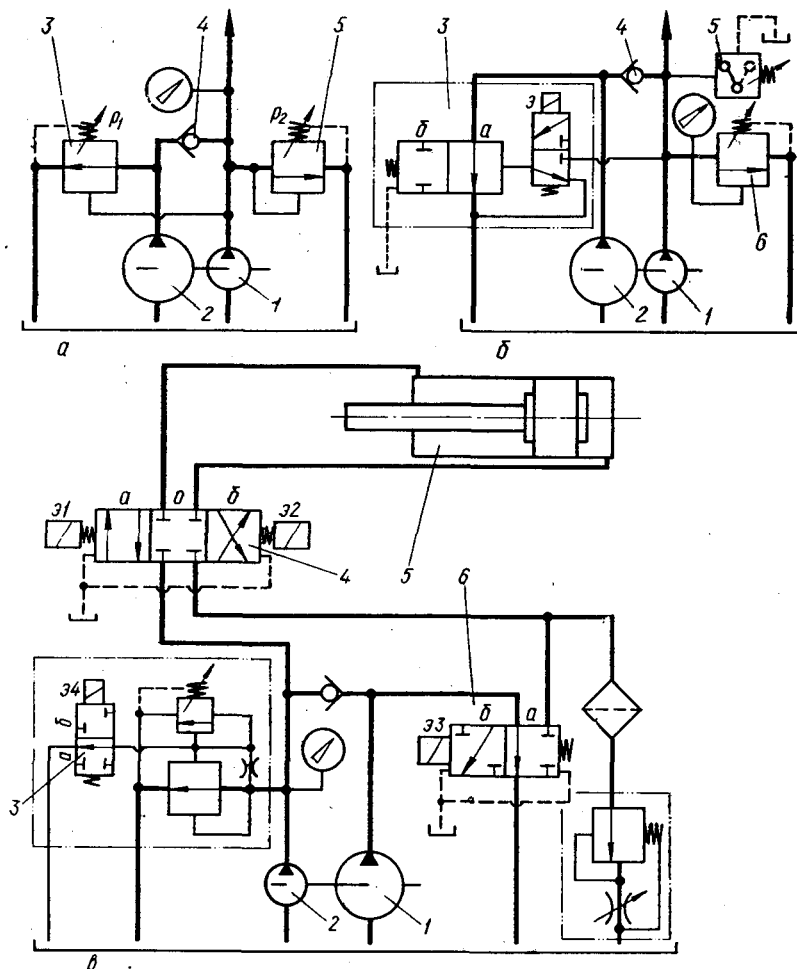


Рис. 50. Разгрузка насоса большей производительности во время рабочего хода: *а* — через дистанционно управляемый клапан типа Г54; *б* — через золотник сливной; *в* — через распределитель с электрическим управлением

стему поступает жидкость только от меньшего насоса 1, а давление в нем и в системе контролируется клапаном 6. С падением давления в системе (например, во время холостого хода исполнительного механизма) от микровыключателя реле давления поступает вторичная команда на отключение электромагнита Э золотника управления в аппарате 3. Основной золотник аппарата 3 переводится в положение *б*, насос 2 отсекается от бака, а в систему направляется суммарный поток жидкости от двух насосов.

Таким образом, в схеме (рис. 50, *б*) насос большей производительности разгружается только во время рабочих перемещений исполнительного механизма.

В гидросистеме с двумя насосами 1 и 2 обеспечивается разгрузка насоса большей производительности во время рабочих перемещений поршня в цилиндре 5 и почти полная разгрузка двух насосов при остановке исполнительного механизма в исходном положении (рис. 50, в).

Переключение распределителей 4 и 6 и золотника управления 3 для каждого положения цикла отражено в табл. 10.

В гидравлической системе подключение насосов 1 и 2 (рис. 51) к цилиндру или переключения их

в бак (режим разгрузки) определяется положением дросселя 4 и копиром 5, который смонтирован на рукоятке дросселя. Копир располагается так, что при закрытом дросселе он не воздействует на конечные переключатели ВК1 и ВК2, а электромагниты Э1 и Э2 золотников управления 3 и 4 в это время отключены. При этом, как известно (рис. 47, а), оба насоса разгружаются в бак.

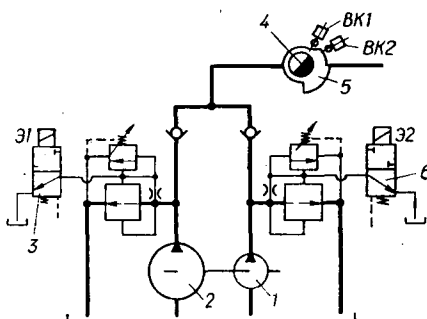


Рис. 51. Гидросистема, в которой режим работы насосов определяется дросселем с копиром

Таблица 10

Этап цикла	Положение золотника в распределителе			Работа электромагнитов			
	4	6	3	Э1	Э2	Э3	Э4
БП	а	б	б	+	—	+	+
РП	а	а	б	+	—	—	+
Рв, БО	б	б	б	—	+	+	+
Стоп с разгрузкой двух насосов	0	а	а	—	—	—	—

С открытием дросселя до соприкосновения копира с конечным выключателем ВК2 оба электромагнита золотников управления включаются; насосы через обратные клапаны и дроссель подключаются в систему, а скорость поршня в цилиндре исполнительного механизма при этом максимальна и определяется суммарной производительностью насосов. При частичном закрытии дросселя, т. е. при уменьшении скорости, ВК2 отключается и от него поступает команда на отключение электромагнита золотника управления 3 или 6. Один из насосов переводится на режим разгрузки.

Подобная система управления насосами позволяет получить при соответствующей конфигурации копира ступенчато-бесступенчатое регулирование скорости.

4. Автоматическая разгрузка насоса в положении «стоп»

Машины автоматического и полуавтоматического действия нередко работают по циклам, при которых перемещение исполнительных органов происходит с различной скоростью, и чередуются остановками в промежутках времени, при которых целесообразно разгружать насос.

Для этой цели используются различные схемные и конструктивные решения. В частности, применение обратного клапана (рис. 52, а), подключенного в определенном месте непосредственно к цилиндру, обеспечивает одновременно остановку поршня и перевод насоса на разгрузочный режим. При движении поршня влево, с открытием отверстия (или проточки) 1 правой кромкой поршня, давление в обеих полостях цилиндра уравнивается и снижается до минимальной величины, так как насос разгружается в бак через магистраль 3, штоковую полость цилиндра, обратный клапан, магистраль 2 и распределитель.

Разгрузка насоса через обратный клапан с одновременной остановкой исполнительного механизма может применяться в машинах при любом расположении цилиндра двустороннего силового действия.

Для упрощения монтажа, уменьшения соединений рекомендует-ся обратный клапан (например, шарикового типа) встраивать непосредственно в цилиндре, если цилиндр выполнен литым.

Если общая величина хода поршня равна его высоте, то можно осуществить разгрузку насоса и системы с одновременной остановкой поршня. На рис. 52, б представлена гидравлическая система агрегатного станка с вертикальным расположением сверлильной головки.

Независимо от направления движения головки остановка ее происходит при открытии кромкой поршня отверстия 3, расположенного в средней части цилиндра. Когда отверстие 3 открыто верхней кромкой поршня, то циркуляция жидкости от насоса в бак происходит через дроссель 6, распределитель 5,

штоковую полость цилиндра и магистраль 2. При верхнем расположении поршня, когда отверстие 3 открыто нижней кромкой поршня, насос соединяется с баком через поршневую полость цилиндра и магистраль 2. В нижней полости цилиндра устанавливается давление

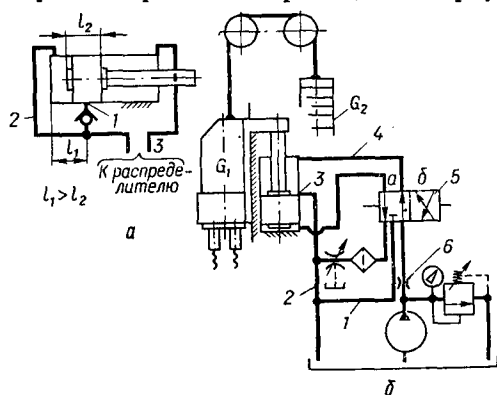


Рис. 52. Автоматическая остановка поршня с одновременной разгрузкой насоса

$$p = \frac{G_1 - G_2}{F_1}, \quad (54)$$

где F_1 — площадь поршня;

G_1, G_2 — соответственно вес головки контргруза.

Так как вес головки обычно больше веса контргруза, то при верхнем расположении головки насос находится под некоторым давлением, т. е. полностью не разгружается.

При расположении золотника в распределителе 5 в позиции *a* головка перемещается вниз, причем ее скорость регулируется дросселем. После реверса из штоковой полости цилиндра жидкость выжимается в бак через распределитель 5 и магистраль 1.

Так как давление в насосе во время разгрузки мало и может оказаться недостаточным для переключения золотника в распределителе, то на магистрали между насосом и распределителем установлено сопротивление 6, подобранное так, чтобы в насосе во время разгрузки возникло давление, достаточное для управления распределителем 5.

В цилиндро-поршневой группе в системах *a* и *б* (рис. 52) для уплотнения поршня не следует применять мягкие уплотнительные кольца или манжеты, так как из-за отверстия или проточки в цилиндре они быстро выходят из строя.

В станках отделочно-расточных и шлифовальных стол при остановке на жестком упоре (например, при обработке торца) прижимается к упору с усилением примерно в 10 000 — 12 000 Н, если давление в системе составляет 1,0—1,5 МПа.

Установка упора в створе с осью силового цилиндра стола в большинстве случаев практически невозможна. Чаще всего упор размещается выше или сбоку от цилиндра, поэтому когда стол прижат к упору, возникает пара сил, которая создает напряженное состояние, вызывая подрыв или перекося стола из-за деформации некоторых деталей. Подобное состояние отражается на точности расположения сопряженных элементов в станке. Когда на упоре производится подрезка торца, что имеет место в станках отделочно-расточных, или происходит «выхаживание» поверхности, например в станках шлифовальных, то, как показал опыт, нарушается взаимное расположение осей рабочих органов, если стол или шлифовальная бабка прижаты к упору с большой силой. За счет введения в систему сравнительно простых устройств усилие прижима к упору может быть значительно снижено.

Одно из возможных решений показано на рис. 53, *a*. Параллельно силовому цилиндру 3 подключен предохранительный клапан с переливным золотником 1. К полости *c* подключен золотник управления 5, а после золотника — регулируемый дроссель 7.

До подхода стола к упору кулачком 4 включается путевой переключатель ВК, от которого отключается электромагнит золотника управления 5. При этом полость *c* клапана 1 через золотник управления 5 и дроссель 7 соединяется с баком, а грибообразный золотник в клапане 1, сместившись вверх (по чертежу), соединит магистрали 2 и 6. В штоковой полости цилиндра устанавливается давление p_2 , величина которого определяется настройкой дросселя 7.

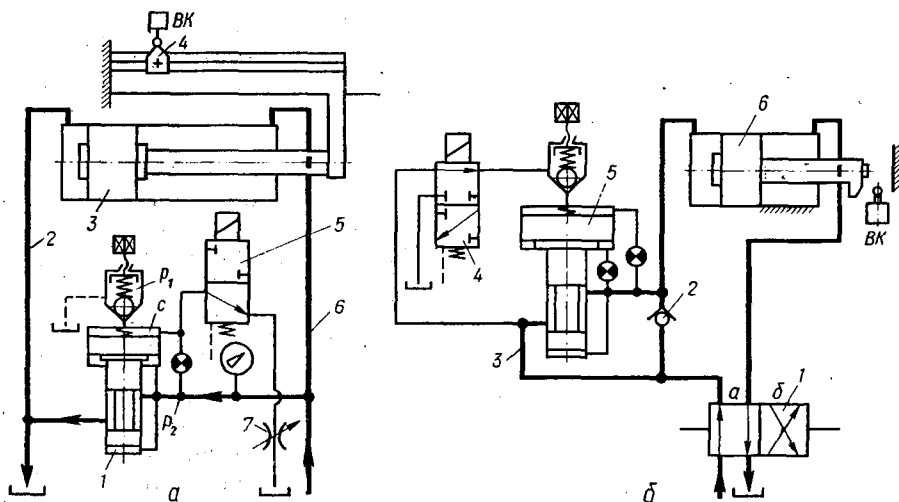


Рис. 53. Частичная разгрузка насоса при остановке стола на жестком упоре:
 а — с использованием клапана типа Г52; б — с использованием редукционного клапана Г57

В отделочно-расточных станках нередко вслед за расточкой отверстия производится подрезка торца детали на упоре. Для сохранения строгой перпендикулярности торцевой поверхности к оси отверстия в цилиндре продольных подач во время подрезки торца давление должно быть снижено от 1—1,2 до 0,4—0,5 МПа.

Для автоматического уменьшения давления с подходом стола к упору в гидросистеме станка (разработанной СКБАРС) применяется редукционный клапан типа Г57, к шариковому клапану которого подключен золотник управления 4 (рис. 53, б).

При продольных перемещениях стола электромагнит золотника управления 4 отключен. При этом от трубопровода 3 через аппарат 4 в полость расположения пружины шарикового клапана 5 подведено рабочее давление. В этот момент шарик прижимается к седлу гидравлической силой, пропорциональной рабочему давлению (1—1,2 МПа), и пружиной, настроенной на давление примерно в 0,4 МПа. От распределителя 1, когда золотник его находится в положении а, жидкость свободно проходит через клапан 5 (без редукционного давления) в поршневую полость цилиндра. С подходом штока (стола) к упору от конечного выключателя ВК включается электромагнит золотника управления 4 и полость над шариком в клапане 5 соединяется с баком. С этого момента клапан 5 выполняет функцию редукционного устройства, поддерживая в поршневой полости цилиндра постоянное давление, соответствующее настройке пружины шарикового клапана.

В гидрофицированных машинах с вертикальной компоновкой цилиндро-поршневой группы для поднятия поршня и удержания его в верхнем положении давление в нижней полости цилиндра

должно быть достаточным только для уравнивания подвижных частей (поршня, штока, ползуна, головки с инструментом или другими устройствами). Это давление обычно меньше рабочего, необходимого при движении поршня вниз.

Если время выстаивания поршня в верхнем положении составляет 1—1,5 мин, то целесообразно немного усложнить гидросистему, обеспечив при этом частичную разгрузку насоса в периоды холостых движений поршня и пауз.

В гидравлической системе (рис. 54, а) клапан 1 (типа БГ54 или Г52) предохраняет систему от перегрузки и поддерживает постоянное давление p_1 при движении поршня вниз (в периоды рабочих перемещений). Если золотник в распределителе 2 переведен в положение а, то отвод жидкости из нижней полости цилиндра в бак происходит через дроссель 4 и распределитель 2.

Давление в нижней полости цилиндра во время подъема поршня (после перевода золотника в распределителе в положение б) соответствует силам трения и весу подвижных частей. Напорный золотник 5, подключенный к нижней полости цилиндра через обратный клапан 3, в моменты подъема поршня и выстаивания его на упоре поддерживает в ней давление p_2 , которое меньше p_1 .

При выстаивании поршня вверху на упоре жидкость от насоса через распределитель и напорный золотник 5 отводится в бак.

Таким образом, при подъеме поршня и выстаивании его на упоре насос разгружается частично.

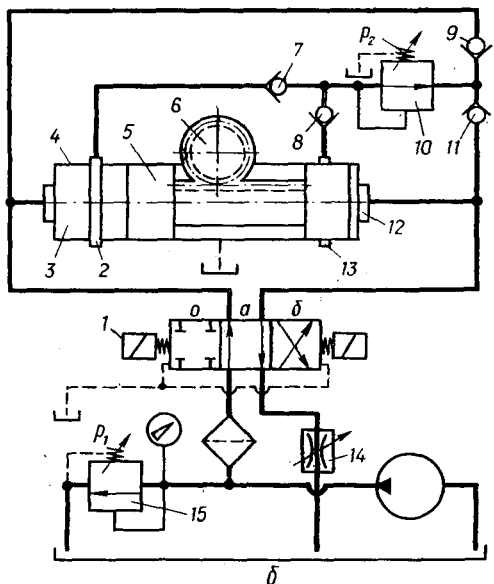
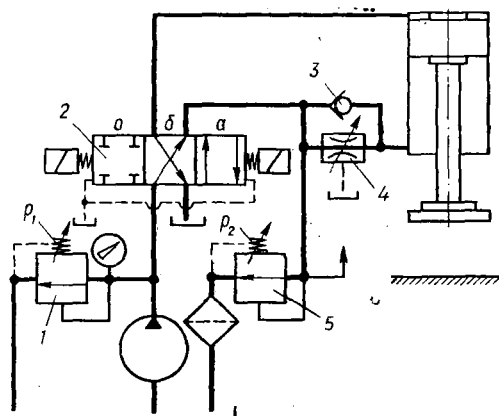


Рис. 54. Гидравлические системы, обеспечивающие частичную разгрузку насоса:

а — при вертикальном расположении цилиндра;
б — при подходе поршня-рейки к упору

На специальном продольно-шлифовальном станке модели МС-309 для поворота шлифовальной головки предусмотрен цилиндр с двусторонним поршнем и реечной передачей (рис. 54, б). Поскольку масса головки велика, то, независимо от направления поворота ее в моменты трогания, необходимо создать большой крутящий момент на приводном валу 6, а следовательно, и большое давление в цилиндре 4. В дальнейшем при установившемся движении величина крутящего момента, а следовательно давление в цилиндре, автоматически уменьшаются. Когда головка дойдет до упора, то для уменьшения напряженного состояния в передающих звеньях и возможных деформаций в них необходимо в цилиндре сохранить давление, достаточное для противодействия только силам резания.

В приведенной системе это достигается следующим образом. При движении поршня-рейки 5 вправо (по чертежу) жидкость от насоса, когда золотник в распределителе установлен в положение а, поступает к полости 3 цилиндра 4. Гидравлическая сила, развиваемая цилиндром в моменты трогания головки, определяется в основном силами инерции подвижных масс. На это усилие должен быть рассчитан и настроен клапан 15. С открытием проточки 2 давление в полости 3 будет соответствовать настройке клапана 10, т. е. $p_2 < p_1$. Поэтому дожатие головки до упора и удержание ее на упоре происходит при давлении p_2 . В этот момент жидкость от насоса направляется в бак через фильтр, распределитель 1, цилиндр 4, обратный клапан 7, напорный золотник 10, обратный клапан 11, распределитель и дроссель 14.

При обратном движении поршня жидкость подводится к цилиндру со стороны полости 12. С открытием проточки 13 насос соединяется с баком через аппараты 1—4—7—10—9—1—14.

Таким образом, автоматическое переключение насоса на работу с меньшим давлением (частичную разгрузку) происходит в моменты открытия поршнем проточек 2 и 13.

Стрелкой от аппарата 5 показано место подключения трубопровода, идущего от манометра (или крана манометра) (рис. 54, а). Иногда таким образом указывается место, куда должен быть подключен манометр только во время настройки аппарата на заданное давление. Подобное обозначение принято во многих проектных бюро (в книге показано на рис. 58, 69, 75 и др.).

Глава V

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЕ ВКЛЮЧЕНИЕ В РАБОТУ ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ

Для последовательного включения в работу нескольких исполнительных механизмов используются различные системы управления. В частности, в машинах автоматического действия применяются распределительные валы с набором кулачков, от которых в определенной последовательности непосредственно или же через промежуточные элементы поступают команды к исполнительным

механизмам. Для этой цели применяются также командо-аппараты, состоящие из распределительных барабанов, упоров, конечных выключателей и др. Такие решения не всегда приемлемы, так как электромеханические связи громоздки, подвергаются интенсивному износу. Как правило, механизмы такого рода нуждаются в строгой координации управляющих элементов.

В гидрофицированных системах, состоящих из нескольких цилиндров или гидромоторов, последовательное включение их в работу в заданном порядке достигается сравнительно просто при использовании для этой цели нормализованной аппаратуры.

Строгая последовательность включения в работу цилиндров 5 и 7 в указанном порядке (на этом и последующих рисунках направление движения поршня в цилиндре показано стрелками, причем последовательность включения отмечена римскими цифрами *I, II, III, ..., n*) обеспечивается двумя обратными клапанами 2 и 3 и напорным золотником 4 (рис. 55, *a*).

Одновременному включению в работу цилиндров препятствует напорный золотник 4, который пропустит жидкость к цилиндру 7 после подхода штока цилиндра 5 к упору. С изменением направления тока жидкости в магистральных 1 и 6 вначале срабатывает цилиндр 7, а затем цилиндр 5.

Решение аналогичной задачи показано на рис. 55, *б*, где последовательность включения в работу двух цилиндров 3 и 4 обеспечивается взаимодействием напорных золотников с обратными клапанами 1 и 2.

Подобный принцип управления применяется в станках, где один из цилиндров выполняет зажим и разжим заготовки, а второй

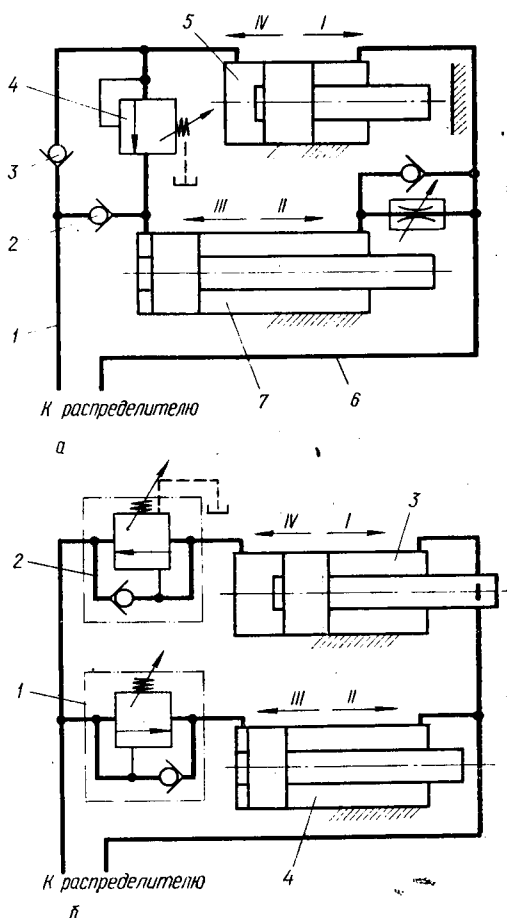


Рис. 55. Элементы схем последовательного подключения в работу силовых цилиндров для различных порядков включения

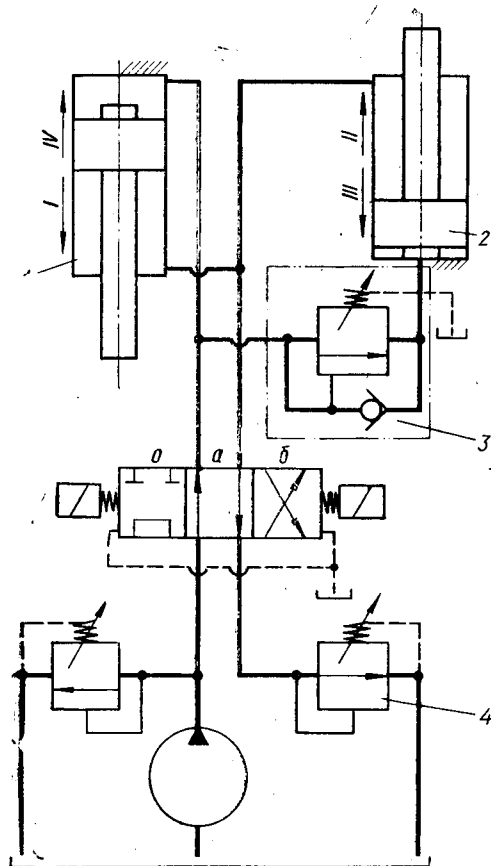


Рис. 56. Принципиальная схема, обеспечивающая строгую последовательность только для первого и второго порядков включения

служит для подачи стола или суппорта. В рассмотренных схемах использован принцип управления «по давлению».

В гидросистеме при вертикальном расположении цилиндров 1 и 2 строгая последовательность включения их в работу гарантирована только для I и II порядков включения (рис. 56). Включения III и IV порядков, как показано на схеме, будут сохраняться в том случае, когда для подъема поршня в цилиндре 1 потребуется давление большее, чем для опускания поршня в цилиндре 2.

Указанный порядок включения в работу двух цилиндров создается клапаном 3 типа Г66. Клапан 4, установленный на магистрали слива, устраняет самопроизвольное опускание поршня в цилиндре 1 под действием собственного веса.

В гидрофицированном пневмоколесном кране (производство Одесского завода тяжелого краностроения им. Январского восстания) по предложению автора была внедрена система управления выносной опоры крана (рис. 57), состоящей из балки с

приводным цилиндром 2, на консоли которой расположен цилиндр-домкрат 4.

Указанная последовательность включения цилиндров обеспечивается краном управления 1 типа Г71 и напорным золотником с обратным клапаном 6 типа Г66. После поворота золотника в кране 1 в положение а балка вместе с домкратом начнет выдвигаться вправо (по чертежу). Когда поршень цилиндра балки подойдет к фланцу цилиндра и одновременно с этим проточка 3 на поршне окажется в створе с выходным отверстием 5, начнет выдвигаться поршень домкрата 4.

Отвод поршней в исходное положение во второй половине цикла произойдет в обратной последовательности после поворота золотника крана управления в позицию б. Одновременной работе

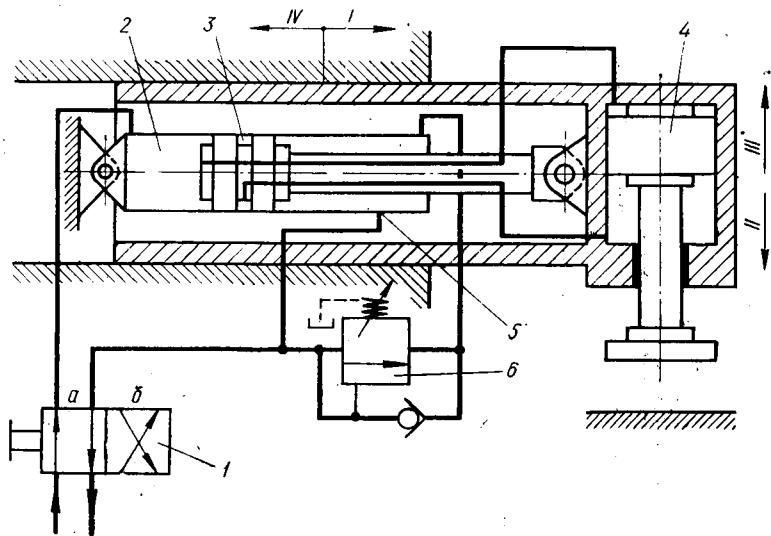


Рис. 57. Элемент схемы последовательного включения в работу цилиндров выносной опоры пневмоколесного крана

цилиндров в этот период препятствует клапан 6, пружина которого настроена на давление $p - p_1 + (0,3 - 0,5)$ МПа, где p_1 — давление, необходимое для подъема и фиксации поршня домкрата в верхнем положении.

В принципиальной гидравлической схеме пресса применен так называемый суммирующий цилиндр для автоматического изменения скорости и усилия (рис. 58). Быстрое перемещение плунжера происходит при подводе жидкости в полость 2. Если такое же количество жидкости будет подано при том же давлении в полость 2 и 4, то значительно уменьшится скорость плунжера 1 и увеличится усилие, развиваемое им.

Автоматическое изменение скорости плунжера и последовательное подключение к насосу полостей 2 и 4 происходит таким образом. Вначале, когда золотник в распределителе 10 занимает положение а, жидкость от насоса подводится в полость 2, а из полости 3 отводится в бак через аппараты 9—10—11. Из бака 5 через управляемый обратный клапан 6 происходит заполнение жидкостью верхней полости цилиндра 4. Давление, необходимое для управления клапаном 6 в магистрали 8, создается напорным золотником 11, который к тому же предотвращает самопроизвольное опускание плунжера 1 под действием собственного веса.

В процессе прессования усилие на плунжере и давление в полости 2 возрастает и, когда оно достигнет величины настройки клапана 7, клапан откроется и жидкость от насоса начнет поступать в полость 4. Одновременно с этим управляемый обратный

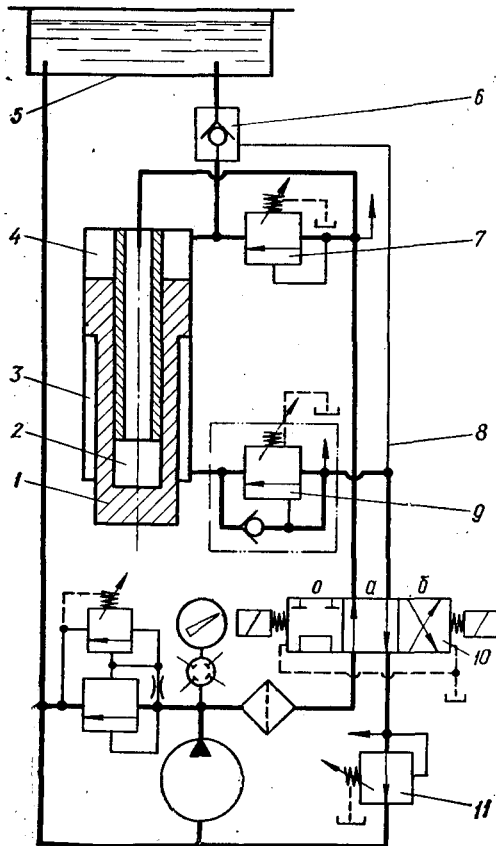


Рис. 58. Принципиальная схема последовательного подключения к насосу рабочих полостей в суммирующем цилиндре пресса

клапан 6 закрывается. С этого момента начинается окончательное формообразование изделия.

Подъем плунжера произойдет после перевода золотника в распределителе 10 в положение б, при котором отвод жидкости из полости 2 в бак происходит через отверстие в плунжере, распределитель 10 и напорный золотник 11, а из полости 4 — через управляемый обратный клапан 6, открытый в этот момент давлением жидкости, поступающей из магистрали 8. Так как бак 5 расположен выше насоса, то в его всасывающей полости возникает подпор, что благоприятно сказывается на работе насоса.

На принципиальной гидравлической схеме пресса (рис. 59), у которого суммирующий цилиндр расположен горизонтально, последовательность подключения к насосу его рабочих полостей и автоматическое переключение скоростей можно уяснить из табл. 11.

На схеме не показаны конечные переключатели, от которых получают соответствующие команды электромагниты распределителей и золотников управления.

Управляемый обратный клапан 7 открывается при быстром подводе плунжера цилиндра 4, когда давление к клапану 7 поступает через обратный клапан 6 и при быстром отводе, когда подвод жидкости под давлением к клапану 7 происходит через обратный клапан 5.

Во время быстрых перемещений плунжера давление в системе контролируется клапаном 10, пружина которого настроена на давление p_2 , во время рабочей подачи — клапаном 1. В исходном положении (или при остановке плунжера после завершения цикла), когда электромагниты всех распределителей отключены от электросети, насос через распределитель 2 и фильтр разгружается в бак.

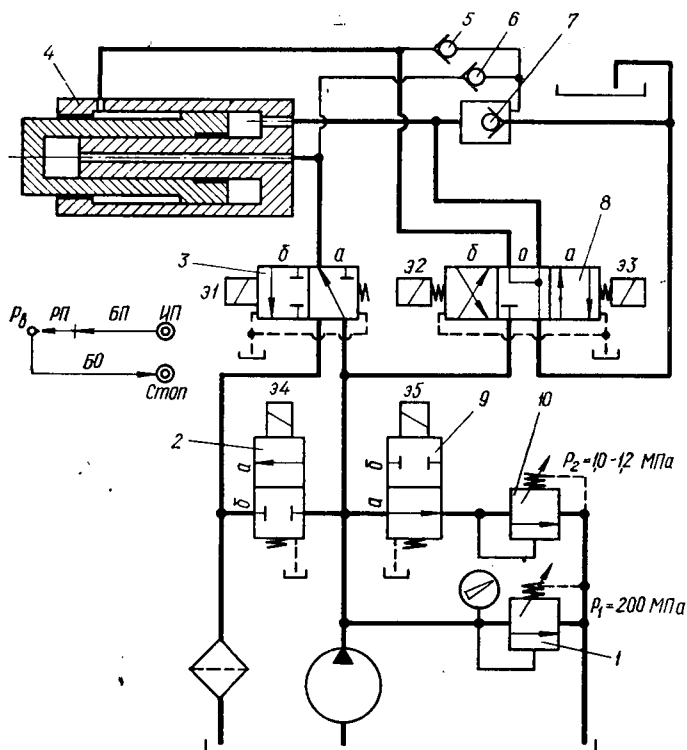


Рис. 59. Принципиальная схема последовательного подключения к насосу полостей суммирующего цилиндра прессы

Таблица 11

Этап цикла	Положение золотника в распределителе				Работа электромагнитов				
	3	8	2	9	Э1	Э2	Э3	Э4	Э5
БП	а	0	б	а	+	—	—	+	+
РП	а	б	б	б	+	+	—	+	—
Рв, БО	б	а	б	а	—	—	+	+	+
Стоп	б	0	а	б	—	—	—	—	—

Последовательность включения в работу цилиндров 3 и 4 зависит только от настройки напорных золотников 1 и 6 (рис. 60, а). Если $p_2 < p_1$, то сохраняется указанный в табл. 12 порядок движения поршней в цилиндрах 3 и 4. Когда $p_1 < p_2$, то изменяется порядок включения в работу цилиндров.

Порядок включения в работу трех цилиндров 4, 5 и 6 (рис. 60, б) выдерживается при условии, когда напорные золотники 1, 2 и 3

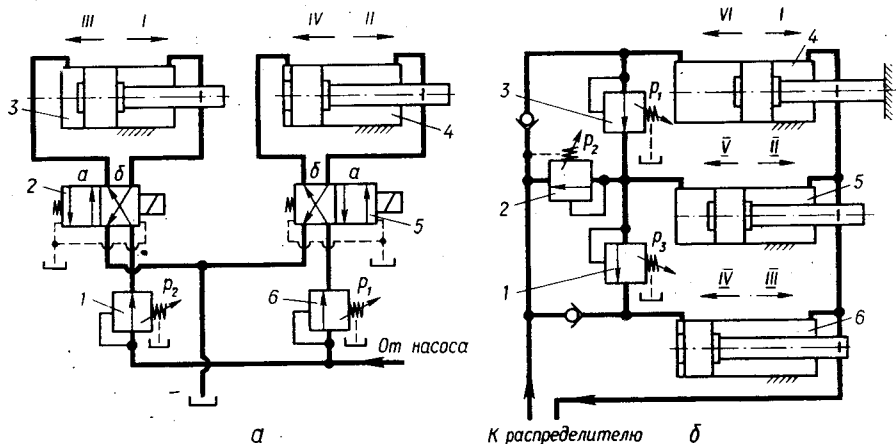


Рис. 60. Элементы схем, обеспечивающие любой порядок подключения цилиндров в работу:

а — в двух цилиндрах; *б* — в трех цилиндрах

Таблица 12

Последовательность срабатывания цилиндров	Положение золотника в распределителе		Направление движения
	2	5	
3	<i>б</i>	<i>б</i>	<i>I</i>
4	<i>б</i>	<i>б</i>	<i>II</i>
3	<i>а</i>	<i>а</i>	<i>III</i>
4	<i>а</i>	<i>а</i>	<i>IV</i>

настроены так, что $p_1 < p_3$; $p_2 > p_1$ и p_3 на 0,3—0,5 МПа больше давления, которое необходимо для работы цилиндра 5 (рис. 60, б).

В принципиальной гидравлической системе станка (рис. 61), предназначенного для отрезки прибылей (модели МП-224), помимо строгой последовательности включения в работу силовых цилиндров и необходимости блокировки, выбранной аппаратурой обеспечивается дифференциальное подключение цилиндра 7, от которого осуществляется подача головки с дисковой пилой. Цилиндры 5 и 6 предназначены для зажима и разжима заготовки.

Работа станка начинается с включения электромагнитов Э1 и Э2, соответственно распределителей 4 и 11, у которых золотники при этом займут положение *а*. В этот момент к насосам 1 и 2 подключаются только цилиндры зажима 5 и 6. При зажатии заготовки давление в цилиндрах 5 и 6 возрастает и, когда оно достигнет величины настройки пружины блокирующего и дистанционно управляемого напорного золотника 13, насос 1 подключается к правой полости цилиндра 7 через распределитель 11 и двухходовой золотник с обратным клапаном 9 (типа Г74-3), а насос 2 пе-

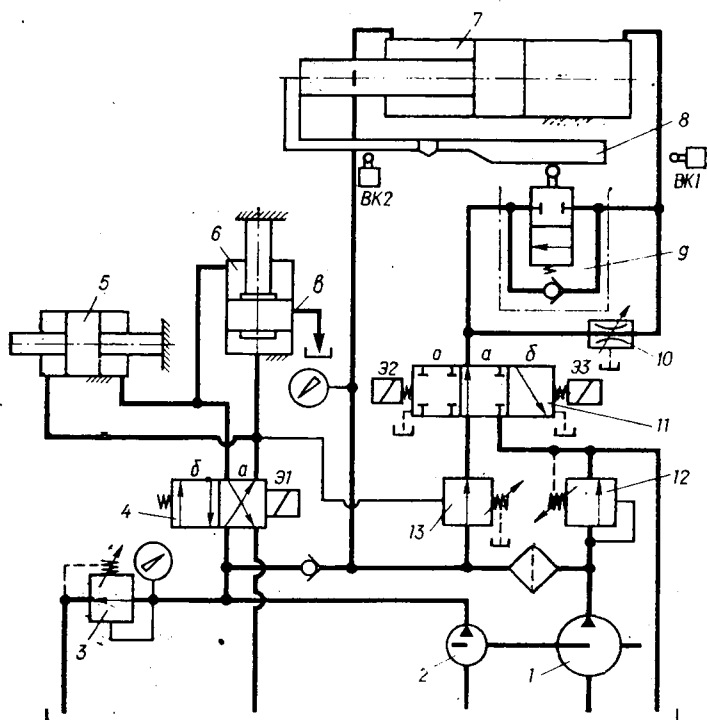


Рис. 61. Принципиальная гидравлическая система станка для отрезки прибылей (модели МП-224)

реключается в бак через напорный золотник 3, удерживая в контуре цилиндра зажима давление, на которое настроен клапан 3.

Таким образом, после включения блокирующего золотника 13 цилиндр подачи 5 автоматически подключается в систему по дифференциальной схеме. Вначале поршень цилиндра 7 ускоренно перемещается влево (по чертежу). После отжима золотника в аппарате 9 линейкой 8 происходит переключение на рабочую подачу, так как жидкость в поршневую полость цилиндра 7 теперь будет поступать через дроссель 10.

Рабочая подача завершается с включением ВК2, от которого поступает команда на отключение электромагнита Э2 и включение Э3, в результате чего золотник в распределителе 11 займет положение б, а поршневая полость цилиндра 7 будет подключена к баку.

Поскольку штоковая полость цилиндра 7 по-прежнему находится под давлением, то произойдет обратный ход с остановкой при подходе линейки 8 к конечному выключателю ВК1, от которого поступит команда на отключение электромагнитов Э1 и Э3. Золотник в распределителе 4 займет положение б; штоки в цилинд-

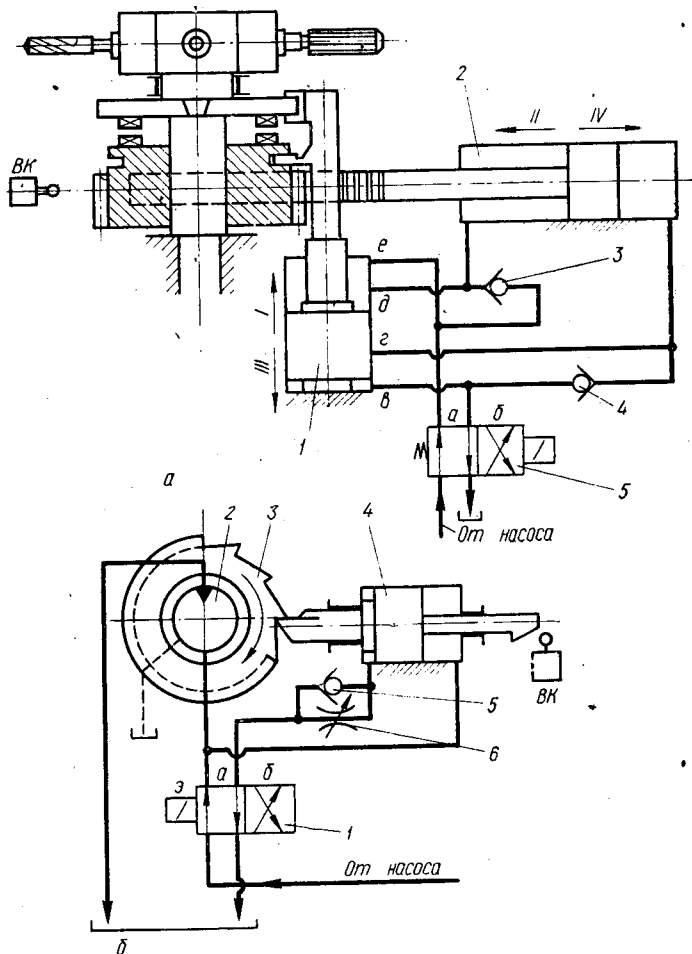


Рис. 62. Поворотно-фиксирующее устройство:
а — револьверной головки; б — многопозиционного стола

рах 5 и 6 отойдут от заготовки. С открытием отверстия δ (в цилиндре 6) оба насоса автоматически переводятся на режим работы с частичной нагрузкой. Давления в нагнетательных полостях насосов теперь будут определяться сопротивлениями, которые оказывают при токе жидкости фильтр, обратный клапан, распределитель 4 и трубопроводы, расположенные между насосами и магистралью, подключенной к отверстию δ .

Последовательное включение в работу нескольких силовых цилиндров или гидромоторов может быть произведено иными конструктивными средствами без применения клапанов последовательного включения (типа Г66) или управляемых напорных золотников (типа Г54).

Для примера рассмотрим гидросистемы поворотных устройств, в которых последовательность включения в работу двух гидродвигателей со строгой блокировкой производится с использованием принципа управления «по пути».

На рис. 62, а изображено поворотно-фиксирующее устройство револьверной головки. Расфиксация револьверной головки с одновременным включением кулачковой муфты и фиксация головки после поворота ее на 60° производится цилиндром 1, а поворот головки — с помощью цилиндра 2.

Последовательность включения в работу цилиндров в указанном порядке происходит следующим образом. С переводом золотника в распределителе 5 в положение б жидкость от насоса поступит к отверстию в в цилиндре 1. При подъеме поршня начинается расфиксация головки и включение кулачковой муфты. При открытии отверстия г к источнику энергии подключается правая полость цилиндра 2, от штока-рейки которого поворачивается зубчатое колесо револьверной головки. С включением ВК (от штока цилиндра 2) поступает команда на отключение электромагнита в распределителе 5. Происходит реверс. Теперь при подводе жидкости от насоса к отверстию е начинается обратный процесс — отключение муфты и фиксация головки (движение III), а с открытием отверстия д происходит отвод штока-рейки в исходное положение при свободном вращении зубчатого колеса с полумуфтой.

Обратные клапаны 3 и 4 предотвращают подвод жидкости к цилиндру 2 при движении поршня в цилиндре 1.

В делительно-фиксирующем устройстве поворот головки производится гидромотором 2, а фиксация и расфиксация — цилиндром 4 (рис. 62, б). Когда золотник в распределителе 1 находится в положении а (электромагнит Э отключен), под давлением будет гидромотор и правая полость цилиндра, поршень которого отжат влево. В этом случае делительный диск 3 зафиксирован.

Расфиксация диска произойдет с включением электромагнита Э в распределителе 1, при котором его золотник переводится в положение б. Изменяется направление тока жидкости после распределителя. Через обратный клапан 5 жидкость поступит в левую полость цилиндра 4, а его правая полость соединяется с баком. После вывода левого фиксирующего штока из зацепления с зубьями делительного диска правым штоком включается ВК, от которого поступает команда на отключение электромагнита распределителя. Золотник в распределителе займет положение а, а жидкость от насоса направится в правую полость цилиндра и одновременно к гидромотору, вал которого вместе с делительным диском начнет проворачиваться по часовой стрелке. Повторение цикла последует снова при включении электромагнита в распределителе 1. Настройка на согласованную работу гидромотора и цилиндра производится дросселем 6 во время отладки системы.

В роторной машине, предназначенной для отливки стойки плуга в кокилях, последовательное включение механизма поворота ротора 5 и муфты 4 производится цилиндрами 7 и 3 (рис. 63).

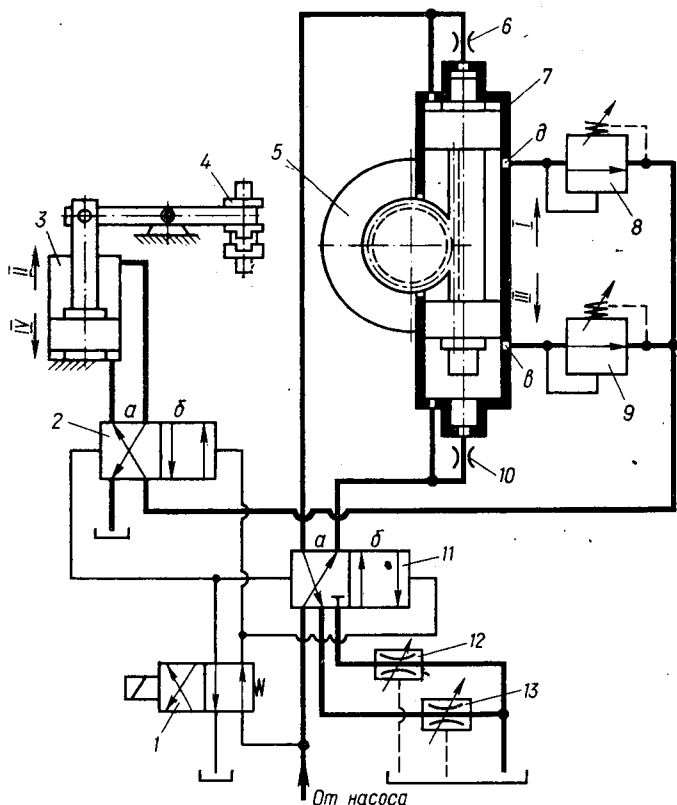
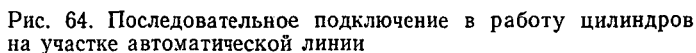


Рис. 63. Поворотно-фиксирующее устройство в машине для отливки стойки плуга

Если в распределителях 2 и 11 золотники займут положение *a*, то вначале переместится двоянный поршень с рейкой в цилиндре 7 и произойдет поворот ротора, а с открытием отверстия *в* начнется дожатие ротора до упора и одновременно с этим подвод жидкости под давлением через напорный золотник 9, распределитель 2 к нижней полости цилиндра 3, предназначенного для включения и отключения муфты 4. С переводом золотников в распределителях 2 и 11 в положение *б* первым срабатывает цилиндр 7, а затем (после открытия отверстия *д*) цилиндр 3.

Клапаны 8 и 9 (типа Г54) создают в цилиндре 7 давление (когда через них проходит жидкость), необходимое для дожатия поршня с рейкой и удержания его на упоре. Дроссели 6 и 10 выполняют функцию тормозных устройств. Дроссель 13 необходим для регулировки угловой скорости ротора. Скорость обратного хода поршня в цилиндре 7 регулируется дросселем 12. Одновременное переключение золотников в распределителе 2 и 11 производится краном управления 1.



Взаимодействие электрических и гидравлических аппаратов создает строгую последовательность включения в работу цилиндров. При замкнутом путевом переключателе *ВК2* электромагнит *Э3* включен, а золотник в распределителе *1* занимает положение *а*. От насоса жидкость поступает в полость *е* цилиндра *8*, а отвод жидкости из полости *д* происходит через распределитель *1*. Полости *г* и *в* левой части цилиндра *8* сообщаются между собою через распределитель *2*, электромагнит которого (*Э1*) в данный момент отключен. Сдвоенный поршень с кареткой будет перемещаться влево до тех пор, пока не сработает путевой переключатель *ВК1*, подающий команду на включение электромагнитов *Э1* и *Э2*, после чего золотники в распределителях *6* и *2* займут положение *б*. В результате произойдет остановка каретки и включение в работу цилиндра *5*, поршень которого вместе с отсекателем совершат двойной ход (порядки *II* и *III*). От путевых выключателей *ВК2* и *ВК4* происходит последовательное переключение электромагнитов *Э2* и *Э1*.

Отвод каретки вправо (в исходную позицию) произойдет при включении путевого переключателя ВКЗ, от которого подается команда на отключение электромагнита ЭЗ распределителя 1.

При обратном движении сдвоенного поршня в цилиндре 8 жидкость из полости *г* в полость *в* отводится в основном через обратный клапан 7, встроенный в поршень. Когда электромагниты всех аппаратов отключены от электросети, то участок автоматической линии будет подготовлен для повторения цикла в указанном порядке.

Принципиальная гидравлическая схема пресса с суммирующим цилиндром 5 (рис. 65) обеспечивает последовательное подключение полостей *в* и *г* к насосу большой производительности 2 и автоматическое включение в работу преобразователя 10 в моменты допрессовки изделия, когда необходимы большие давления*.

Быстрое перемещение плунжера 4 происходит, когда в клапане 9 золотник пружиной отжат вправо. При этом полость *д* под управляемым обратным клапаном 6 подключается к баку. Так как к штоковой полости *е* цилиндра управления 7 подведена жидкость от насоса 1 под давлением p_1 (на которое настроен клапан 16), то происходит подъем клапана 6 и соединение полости *г* с баком 8. В то же время от насоса 2 через распределитель 3 и обратный клапан 11 жидкость поступает в полость *в* плунжера 4.

С момента соприкосновения плунжера 4 с заготовкой начинается процесс прессования с одновременным увеличением давления в полости *в* и в подводящей магистрали от насоса 2. Когда давление в полости *в* уравнивается с давлением p_2 , на которое настроена пружина клапана 9, золотник его переместится в сторону пружины и соединит магистраль *и* с полостью *д*. Управляемый обратный клапан 6 закроет отверстие, соединяющее бак с полостью *г*, а в полость *г* начнет поступать жидкость от насоса 2 через центральное отверстие в клапане 6. Скорость плунжера уменьшится и одновременно с этим начнет возрастать давление в насосе и цилиндре 5. Когда давление в цилиндре 5 достигнет величины, на которую настроено реле давления (РД) 12, подключенное к полости *г* цилиндра 5, срабатывает РД, от микровыключателя которого передается электрический сигнал на включение электромагнита ЭЗ золотника управления аппарата 15. При этом насос 2 автоматически переключается на питание нижней полости преобразователя 10. С момента включения в работу преобразователя 10 жидкость под высоким давлением направляется в обе полости цилиндра 5; происходит окончательная допрессовка и формообразование изделия.

Величина давления в контуре насоса 2 контролируется электрорезервным манометром ЭКМ-2, от которого по достижении заданной величины поступают одновременно команды на отключение электромагнитов Э2 и Э3 и включение электромагнита Э1.

* Принципиальные решения, принятые в схеме, аналогичны схеме, на основании которой создан пресс модели ПО235 (конструкции ОСКБСС).

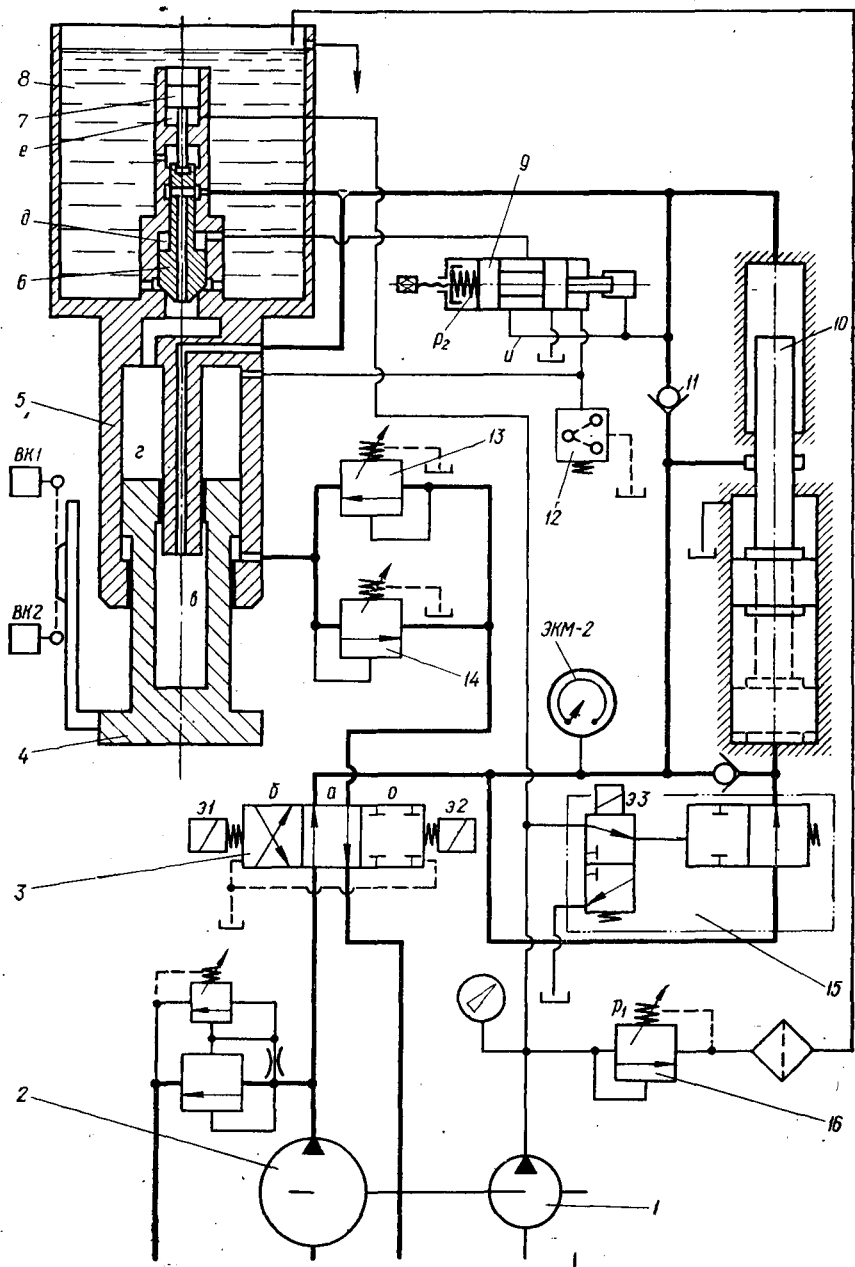


Рис. 65. Принципиальная гидравлическая система прессы с суммирующим цилиндром

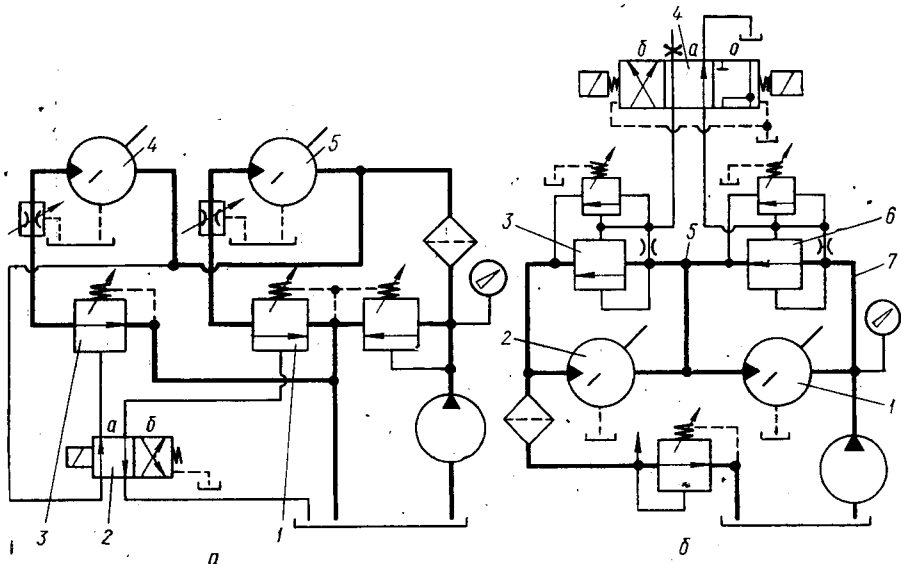


Рис. 66. Гидросистемы, обеспечивающие любую очередность включения в работу гидромоторов:

а — при параллельном подключении гидромоторов в систему; *б* — при последовательном подключении гидромоторов

При этом происходит: переключение золотника в распределителе 3 в положение *б*, подвод жидкости от насоса 2 к цилиндру 5 через напорный золотник 13, падение давления в полости *д*, благодаря чему осуществляется подъем управляемого клапана 6 и подключение полостей *в* и *г* цилиндра 5 к баку 8 и к верхней полости преобразователя 10. Произведены все операции, необходимые для подъема плунжера 4 и зарядки преобразователя 10.

В гидросистеме напорный золотник 14 предотвращает самопроизвольное опускание плунжера, а обратный клапан 11 отключает контур насоса 2 при работе преобразователя.

В верхнем положении плунжера 4 срабатывает *ВК1*, от которого поступает электрический сигнал на отключение электромагнита Э1 и остановку насосов. Для блокировки ЭКМ-2 предусмотрен *ВК2*.

Для последовательного включения в работу гидромоторов могут быть использованы клапаны последовательного включения (типа Г66) или напорные золотники с дистанционным управлением (типа Г54), подобно тому как это было сделано в системах с цилиндрами.

В гидросистеме *а* гидромоторы 4 и 5 подключены к насосу параллельно (рис. 66). На магистралях слива от каждого гидромотора установлены дроссели и напорные золотники 1 и 3, управляемые золотником управления 2. Если золотник в аппарате 2 занимает положение *а*, то напорный золотник 3 открыт, а золотник 1

закрыт. Поэтому в работе находится гидромотор 4 (обеспечен подвод и отвод жидкости). С переключением золотника в аппарате 2 в положение б изменяется направление течения жидкости после золотника управления 2 и теперь будет открыт только золотник 1, а поэтому при остановившемся гидромоторе 4 в работу включается гидромотор 5. Вместо аппарата 2 с электрическим управлением может быть использован кран управления типа Г71 (с ручным управлением) или другой распределитель с малой расходной характеристикой. Регулирование частоты вращения выходного вала гидромотора производится дросселями.

Применение предохранительных клапанов с переливным золотником типа Г52, КР (и других конструкций) с дистанционным управлением позволяет включать в работу гидромоторы в любой последовательности (рис. 66, б).

Если в распределителе 4 золотник переведен в положение а, то клапан 6 (типа Г52) переключен на режим разгрузки, при котором давления до клапана (в магистрали 7) и после клапана (в магистрали 5) почти равны, поэтому гидромотор 1, подключенный параллельно этому клапану, будет неподвижен. Клапан 3 в контуре гидромотора 2 в это время выполняет функцию предохранительного клапана, настройкой которого определяется в основном максимальный перепад давления в гидромоторе 2, поэтому выходной вал этого гидромотора будет вращаться. Жидкость в этом случае течет от насоса к баку по магистрали 7—6—5—2 — *фильтр — напорный золотник*.

С переводом золотника в распределителе 4 в положение б клапан 3 переходит на разгрузочный режим, а в работу включается гидромотор 1. Отвод жидкости в бак после гидромотора 1 будет происходить через клапан 3, фильтр и напорный золотник.

При нулевом положении золотника в распределителе оба клапана 3 и 6 переводятся на разгрузочный режим, при котором в насосе устанавливается малое давление, недостаточное для вращения гидромоторов. Величина этого давления определяется в основном сопротивлением клапанов 6 и 3, фильтра и напорного золотника.

Для регулирования частоты вращения гидромоторов необходимо к их сливным полостям подключить дроссели или дроссели с регулятором.

Механизм запираания пресс-форм в машине для литья под давлением обеспечивает быстрый подвод формы 10 (рис. 67) и ее сборку, создает большое запирающее усилие до заполнения пресс-формы металлом, выдержку пресс-формы под давлением, что необходимо для кристаллизации металла, и через некоторое время отвод плиты 9 с пресс-формой в исходное положение.

В механизм запираания входят: комбинированная цилиндропоршневая группа 8, состоящая из боковых цилиндров одностороннего действия, которые расположены симметрично относительно среднего цилиндра двустороннего действия; насос 1 и функциональная аппаратура, которая обеспечивает последовательное под-

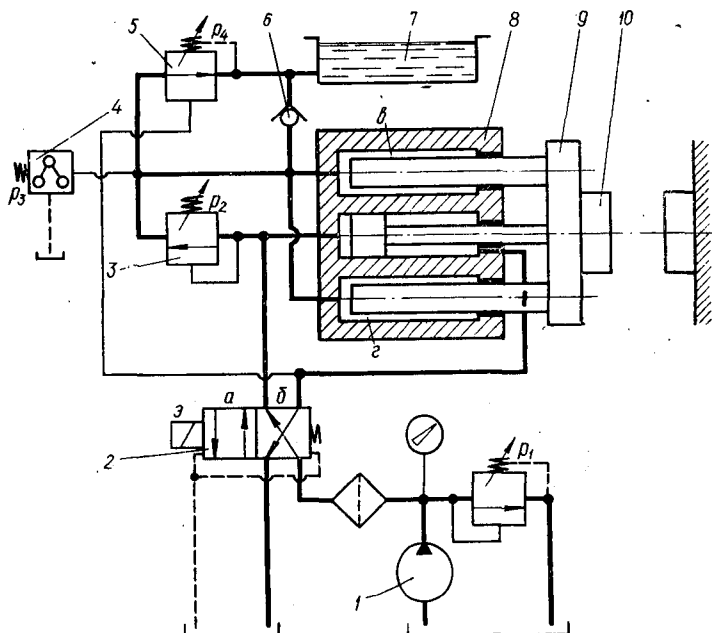


Рис. 67. Гидравлическая система машины для литья под давлением

ключение к насосу среднего и боковых цилиндров и выдержку пресс-форм под давлением в течение заданного времени.

Для ускоренного подвода плиты с пресс-формой необходимо включить электромагнит распределителя 2. При этом золотник в распределителе займет положение б, а жидкость от насосов поступит только к среднему цилиндру. Давление в насосе в этом случае невелико и определяется силами трения в цилиндрах и в направляющих плиты и сопротивлением аппаратуры и трубопроводов, расположенных между насосом и цилиндром. Полости в и г боковых цилиндров при ускоренном движении плиты вправо пополняются жидкостью из бака 7 через обратный клапан 6.

В момент смыкания форм увеличивается давление и, когда оно достигнет величины p_2 , открывается клапан 3, через который насос подключается к полостям в и г боковых цилиндров. Реле давления (РД) 4 настраивается на давление $p_3 \cong p_1$. При этом усилие, развиваемое цилиндрами, должно быть достаточным для создания герметичности в сомкнутой пресс-форме. При достижении в цилиндрах давления p_3 срабатывает РД, от микровыключателя которого передается электрический сигнал к реле времени (не показано на схеме). От реле времени через t секунд поступает команда на отключение электромагнита распределителя, в результате чего происходит перевод золотника распределителя в положение а (реверс) и отвод плиты в исходное положение.

Отвод жидкости от среднего цилиндра в бак производится через распределитель 2, а из боковых цилиндров в бак 7 — через дистанционно управляемый напорный золотник 5, настроенный на давление p_4 , которое несколько меньше давления, необходимого для отвода плиты с пресс-формой в исходное положение.

Глава VI

УСТРОЙСТВА И СИСТЕМЫ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЕ СИНХРОННУЮ РАБОТУ ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ

В практике машиностроения и станкостроения нередко возникает необходимость в синхронной работе нескольких исполнительных механизмов. Решение таких задач затруднено, когда механизмы удалены друг от друга на значительное расстояние, так как невозможно обеспечить между ними жесткую связь.

В зависимости от назначения машины или отдельных органов, компоновки механизмов и допустимой степени рассогласования применяются гидромеханический и гидравлический способы синхронизации.

Гидромеханический способ. В качестве приводного элемента в устройствах используется гидродвигатель (силовой цилиндр или гидромотор), а согласованное движение исполнительных механизмов обеспечивается рычагами, тягами, зубчатыми колесами, т. е. жесткими связями и передачами. Подобные конструктивные решения позволяют получить большую и, пожалуй, наибольшую точность в согласованном движении исполнительных органов, однако механизмы такого рода громоздки, трудоемки в изготовлении и в ряде случаев не экономичны.

Гидравлический способ. Синхронизация при помощи гидродвигателей получила большое распространение, так как значительно упрощает решение подобных задач, позволяет нередко для этой цели использовать только нормализованную аппаратуру. Однако гидравлические устройства создают различную степень точности в согласованной работе нескольких гидродвигателей, между которыми нет жестких связей.

Существующие гидравлические синхронизирующие устройства можно объединить в две большие группы в зависимости от способа подключения гидродвигателей в систему: параллельного или последовательного.

Синхронную работу нескольких силовых цилиндров или гидромоторов с равными параметрами при параллельном их подключении в систему получить невозможно по ряду причин. Во-первых, при равенстве номинальных размеров внутренних диаметров цилиндров их действительные размеры отличаются из-за технологических неточностей изготовления. Во-вторых, рассогласование в работе вызывается неодинаковыми нагрузками, различными величинами трения в цилиндрах, различными утечками, сжимаемостью жидкости и др.

Почти аналогичные причины создают рассогласование в работе цилиндров, подключенных в систему последовательно.

Большое количество принципиально отличных решений создает различную точность синхронизации в движении двух, трех и более цилиндров или гидромоторов.

Не во всех случаях требуется согласованная работа гидродвигателей с большой точностью, поэтому при выборе приемлемого варианта синхронизации у конструктора должно быть четкое суждение о допустимой степени рассогласования, так как в подобных устройствах следует иметь ввиду не только техническую, но и экономическую сторону.

1. Гидросистемы с регулятором скорости

В простейших случаях для получения синхронной работы нескольких гидродвигателей, включенных в систему параллельно, применяются дроссели. При тщательной настройке дросселей, подключенных к каждому цилиндру, можно получить примерное равенство расходов жидкости, а следовательно, и скоростей. Однако изменение вязкости масла и возможное неравенство перепадов давления в дросселях при различных нагрузках вызывает рассогласование в работе гидродвигателей. Для синхронной работы, например двух цилиндров в обоих направлениях, очевидно, понадобится четыре дросселя. Точность синхронизации при дроссельном способе регулирования невысокая; рассогласование составляет 10—12%.

Более точную синхронизацию можно получить, применяя дроссель с регулятором типа Г55, который менее чувствителен к изменению нагрузки и разнице в нагрузках.

Для получения синхронного движения в обоих направлениях может быть рекомендована система, приведенная на рис. 68. Цилиндры 6 и 9 подвержены различным нагрузкам G_1 и G_2 , а их исполнительные механизмы лишены жестких связей. Регуляторы расхода 7 и 8 (типа Г55) подключены в мостовую схему, образованную обратными клапанами 2, 3, 4, 5 и 10, 11, 12, 13. Поэтому, независимо от направления движения поршней, жидкость через регулятор всегда проходит только в одном направлении. При подъеме поршней из штоковых полостей цилиндров 6 и 9 жидкость выжимается к распределителю 1 и далее в бак через аппараты 6—2—7—4—1 и 9—13—8—11—1. Подвод жидкости при подъеме происходит от распределителя через обратный клапан аппарата 14 (типа Г66).

При переключении золотника в распределителе в положение *a* после распределителя жидкость к цилиндрам подводится по двум направлениям через аппараты 1—3—7—5—6 и 1—12—8—10—9. Происходит опускание поршней.

К нижним полостям цилиндров подключен аппарат 14, напорный золотник которого создает противодавление, необходимое для предотвращения скачкообразного перемещения при опускании

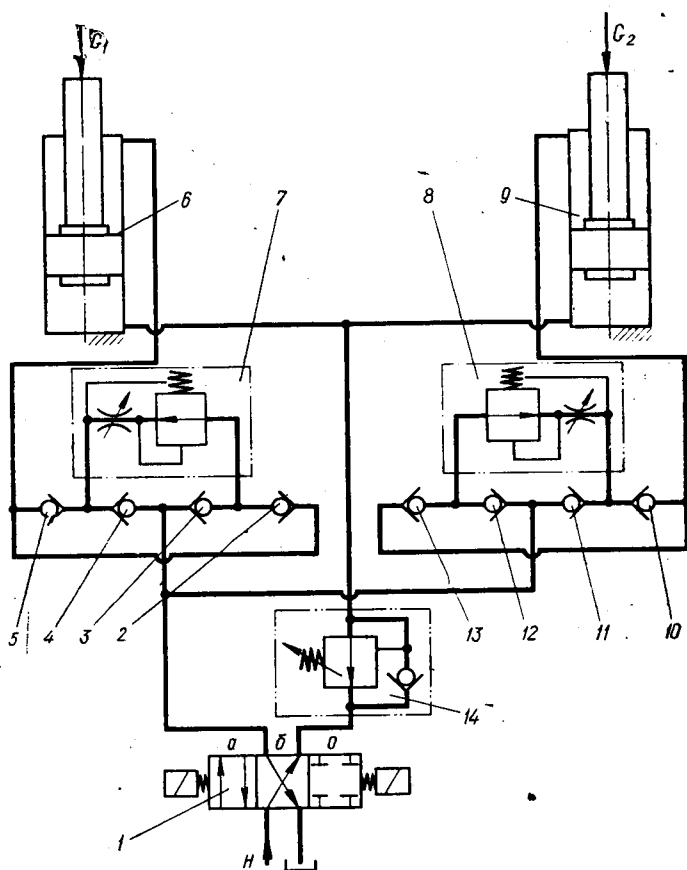


Рис. 68. Гидравлическая система, обеспечивающая синхронную работу цилиндров при помощи дросселей с регуляторами

поршней. Распределитель с закрытым центром позволяет произвести остановку поршней в любом положении.

Как указывает Falley [47], дроссели с регуляторами не сохраняют согласованного движения поршней при действии больших и неравномерных нагрузок. Расходная характеристика дросселей определяется не только площадью проходного сечения, но и перепадом давления в дросселе, поэтому пружины регуляторов, от которых зависит величина перепада давления, должны быть оттарированы на одинаковое усилие.

Для повышения точности синхронизации дросселирующих устройств Л. Б. Богданович и Р. А. Губанов предложили гидросистему* (рис. 69), в которой аппараты Г55 заменены редукционными

* А. с. 407084 кл. F 15 в 11/22 (СССР). Устройство для синхронной работы гидроцилиндров/Л. Б. Богданович, Р. А. Губанов. — Оpubл. 21.11.73.

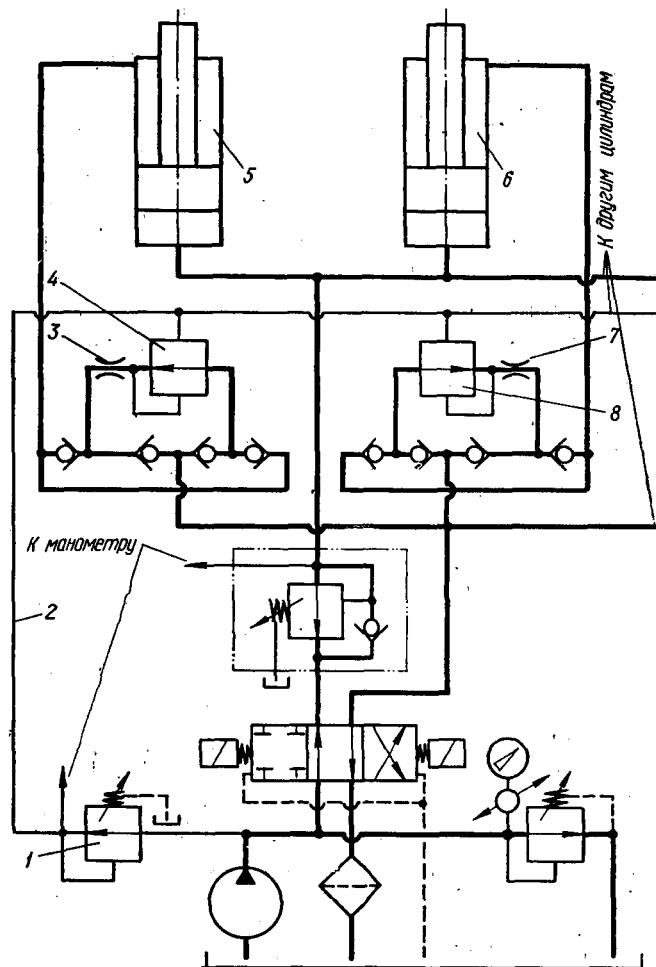


Рис. 69. Гидравлическая система синхронизации, в которой постоянно перепадов давления в дросселях устанавливается редукционным клапаном

клапанами 4 и 8 в сочетании с нерегулируемыми дросселями (жиклерами) 3 и 7. В редукционных клапанах 4 и 8 (типа Г57) удалены жесткие пружины, а к полости, где они располагались, по магистрали 2 подведена жидкость под давлением от редукционного клапана 1. Давление перед жиклерами 3 и 7 одинаковы и соответствуют настройке редукционного клапана 1, а так как отвод жидкости после жиклеров происходит в общую магистраль, то и перепады давления в жиклерах будут равны. При указанных изменениях и подключениях можно полагать, что будет сохраняться равенство расходов жидкости через устройства 4, 3 и 8, 7, а следовательно и скорости поршней в цилиндрах 5 и 6.

Аналогично предыдущей схеме здесь дросселирующие устройства также подключены в мостовую схему, составленную из обратных клапанов, поэтому жидкость через жиклеры проходит в одном направлении, независимо от того, совершается подъем или опускание поршней.

Настройкой редукционного клапана *1* можно изменять перепад давления в жиклерах, а следовательно, и расход жидкости в них (формула 48).

Для получения перепада давления меньше 0,2—0,3 МПа необходимо жесткую пружину в клапане *1* заменить более эластичной.

Эксперименты, проведенные в лаборатории кафедры металло-режущих станков ОПИ, показали, что рассогласование в работе цилиндров на пути в 450 мм составляло около 1,5—2 мм.

2. Гидравлические системы с делителями потока

Делители потока жидкости или делительные клапаны применяются, как правило, при параллельном подключении гидродвигателей в систему. Сущность их работы состоит в том, что общий поток жидкости, поступающий от насоса, разделяется делителями на две равные части или более.

Работа делительного клапана аналогична действию мостика Уитсона. Величина тока в диагонали моста (рис. 70, *а*) зависит от напряжения источника тока и от значений сопротивлений всех плеч моста. Если $I_r = 0$, то $R_1 R_2 = R_3 R_4$, а напряжение в точках *б*

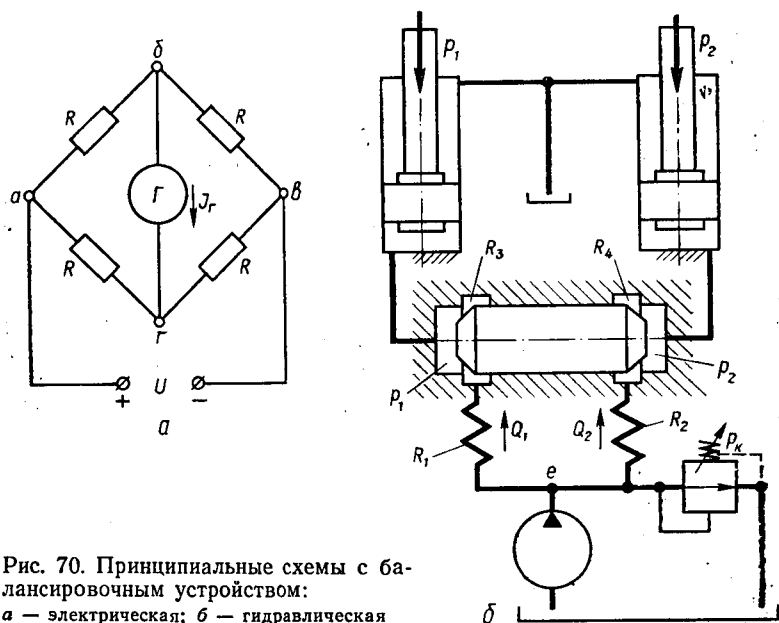


Рис. 70. Принципиальные схемы с балансирующим устройством:

а — электрическая; *б* — гидравлическая

и g равны. Мосты, в которых выполнено это условие, называются уравновешенными.

Давление в гидравлической схеме делительного клапана (рис. 70, б) уравнивается автоматически. Если, предположим, давление $p_2 > p_1$, то золотник клапана 1 переместится влево, уменьшая сопротивление R_4 и увеличивая R_3 , что приведет к возрастанию давления p_1 до давления p_2 .

Перепад давления в гидравлических сопротивлениях определяется зависимостями:

$$p_k - p_1 = Q_1 R_1 \text{ и } p_k - p_2 = Q_2 R_2, \quad (55)$$

где p_k — давление, равное настройке напорного золотника.

Так как делительный клапан все время поддерживает равенство давлений p_2 и p_1 , то из уравнения (55) следует, что

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{R_2}{R_1}. \quad (56)$$

Таким образом, расходы жидкости в каждой ветви от точки e соответствуют соотношению (56). При равенстве сопротивлений R_1 и R_2 поток с каждой стороны гидравлического моста теоретически будет одинаковым независимо от величины нагрузок p_1 и p_2 .

Принцип работы делительных клапанов основан на том, что в менее нагруженную ветвь автоматически подключается дополнительное гидравлическое сопротивление, понижающее расход жидкости в этой ветви до величины расхода в более нагруженной ветви.

Различные конструкции делительных клапанов, получившие применение в машиностроении, показаны на рис. 71. В клапане (рис. 71, а) из отверстия 13 жидкость параллельными потоками через кольцевые щели 12 и 14 равного сечения направляется соответственно к полостям 11 и 15 и далее через дросселирующие щели 5 и 8, образованные кромками золотника 1 и отверстиями во втулке 3, следует к отверстиям 6 и 7, которые подключены к цилиндрам. Полости 2 и 10 при помощи отверстий 4 и 9 в золотнике 1 соединены с кольцевыми щелями 12 и 14. При одинаковых нагрузках в цилиндрах возникают равные давления в выходных отверстиях 6 и 7 и в полостях 2 и 10, благодаря чему золотник 1 устанавливается в среднее положение. Если давление в одной из магистралей (например, в 6-й) повышается (из-за увеличения нагрузки на поршень), то возрастает также давление в кольцевой щели 14 и одновременно с этим в отверстии 9 и полости 10, что вызывает отжатие золотника 1 влево, увеличение проходного сечения щели 5 и уменьшение сечения щели 8; давление в полости 15 понижается, а в полости 11 повышается до тех пор, пока перепад давления между полостями 15 и 13 не уравнивается перепадом давления между полостями 11 и 13. Равенство перепадов давления между входным и выходным отверстиями приводит к разделению общего потока на две равные части.

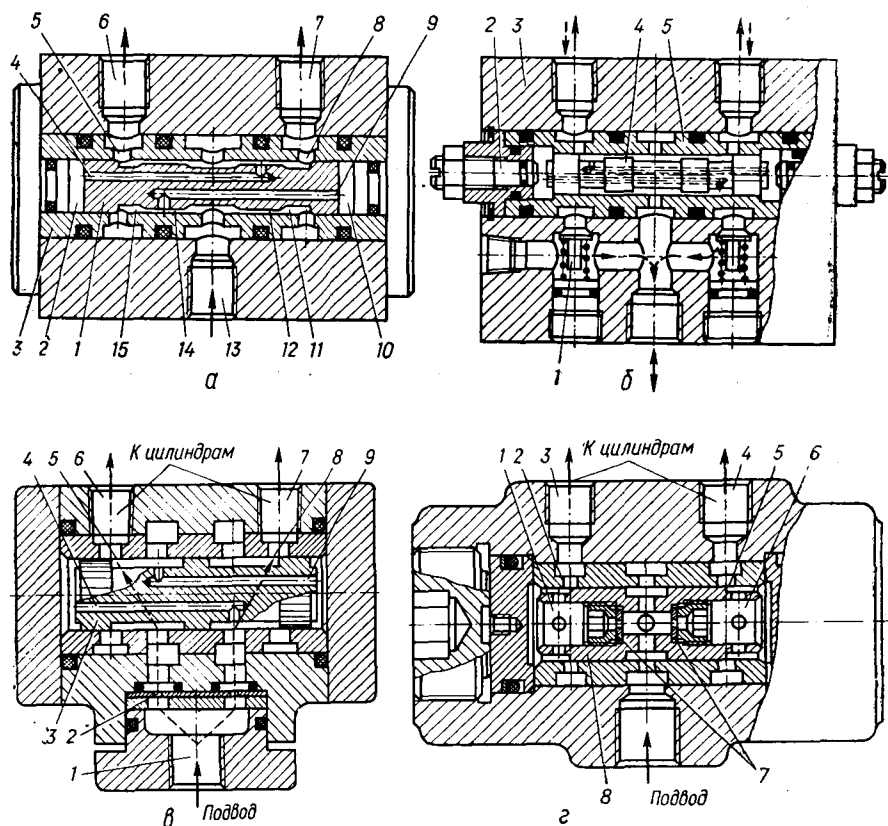


Рис. 71. Конструкции делительных клапанов:

а — с балансировочным золотником; *б* — с балансировочным золотником и обратным клапаном; *в* — модели Г75 (конструкции ЭНИМС); *г* — модели КД

Подобный делительный клапан применяется для пропускания жидкости только в одном направлении и создает согласованную работу поршней в разделении потоков с ошибкой примерно в 4% [53].

Делительный клапан (рис. 71, *б*) подобен клапану (рис. 71, *а*), однако введение в эту конструкцию обратных клапанов 1 позволяет пропускать жидкость через клапан 3 в обратном направлении почти беспрепятственно. Для корректировки небольших погрешностей в конце хода поршней предусмотрены регулировочные винты 2, которыми ограничивается осевое перемещение золотника 4 относительно втулки 5 так, чтобы ни одна из выходных полостей делителя не была перекрыта.

Делительные клапаны (рис. 71, *в* и *г*) имеют некоторые отличия от рассмотренных конструкций, хотя разделение потока жидкости в них обеспечивается на том же принципе автоматического

поддержания постоянства перепадов давления в дросселях переменного сечения.

Отличительной особенностью делительного клапана типа Г75 (рис. 71, в) конструкции ЭНИМС [18] является применение тонкой шайбы 2 с тремя парами калиброванных отверстий различных диаметров, которые выполняют функцию постоянных дросселей. С помощью такого устройства клапан может быть настроен на три различных расхода при рациональном перепаде давления на постоянных дросселях. Переменные дроссели образуются кромками золотника 3 с отверстиями 5 и 8 во втулке. Осевые и радиальные отверстия 4 и 9 в золотнике соединяют торцовые полости, образованные золотником и боковыми фланцами с выходными отверстиями 6 и 7.

Испытания, проведенные в ЭНИМС, показали, что относительная ошибка деления потока при всех возможных комбинациях нагружения цилиндров не превышает 3% [18].

Клапан делительный типа КД (рис. 71, г) отличается от клапана Г75 только расположением постоянных дросселирующих устройств. Эту функцию выполняют шайбы 7 (с калиброванными отверстиями), встроенные в золотник 8. Дроссели переменного сечения образуются кромками золотника и радиальными отверстиями 2 и 5, расположенными во втулке. В клапане предусмотрена замена дросселирующих шайб, однако для этого необходимо произвести почти полную разборку клапана. В клапане КД несколько технологичней решен вопрос соединения торцовых полостей золотника 1 и 6 с выходными отверстиями 3 и 4.

Преимуществом клапана типа Г75 с входными дросселями дифрагменного типа в сравнении с конструкцией, приведенной на рис. 71, а (где постоянные дроссели выполнены в виде кольцевой щели), является меньшая подверженность их изменениям температуры жидкости [18].

Техническая характеристика и присоединительные размеры клапанов типа Г75 и КД приведены в каталоге по гидрооборудованию.

Немалый интерес представляют делительные клапаны, запатентованные в Японии (рис. 72, а)* и в США (рис. 72, б**, в***). Все они так же, как и рассмотренные выше конструкции, относятся к делителям потока дроссельного типа.

Входное присоединительное отверстие 8 (рис. 72, а) сообщается с камерами 1 и 3 через каналы в наружном корпусе 7 и калиброванные отверстия во втулках 6 и 9. Мембрана 2 торцовыми поверхностями своего жесткого центра взаимодействует со входами втулок 4 и 12, образуя дроссельные щели переменного сечения. Через отверстия втулок 4 и 12 жидкость поступает к выходным при-

* Тадатака Наруми. Пат. 49—8974 (Япония). Делитель потока. — Оpubл. 1.03.74.

** Sidles Peter. Пат. 3348563 (США). Делитель потока. — Оpubл. 27.03.67.

*** Engelmann Rager. Пат. 3722524 (США). Делитель потока. — Оpubл. 27.03.73.

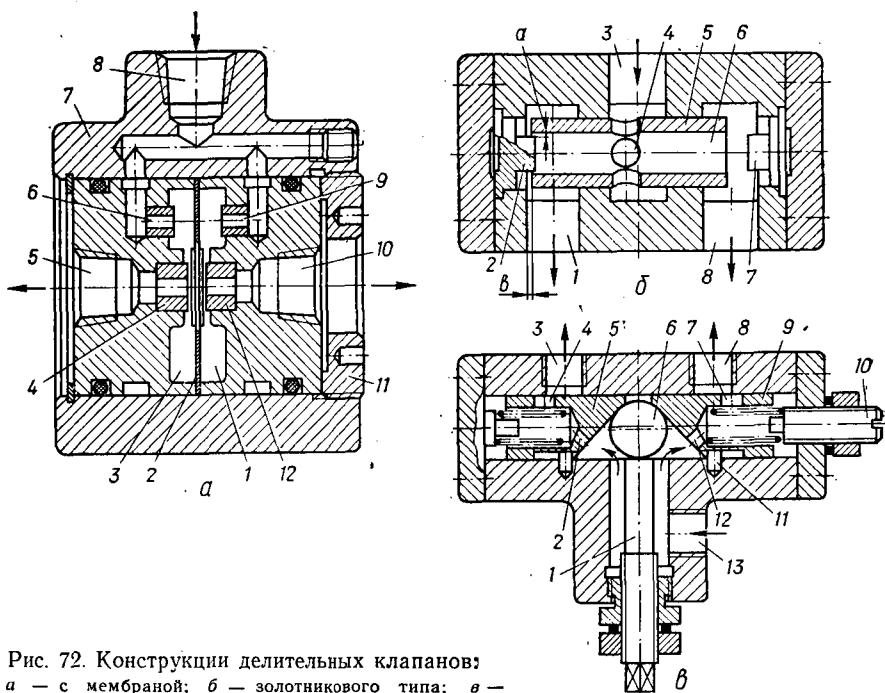


Рис. 72. Конструкции делительных клапанов:
 а — с мембраной; б — золотникового типа; в — с двумя золотниками

соединительным отверстиям 5 и 10. Мембрана находится в равновесии только при равенстве давлений в камерах 1 и 3. Ввиду того, что на входе в делитель потока, т. е. перед дросселями 6 и 9, давление одинаковое, в установившемся режиме перепады давления на этих дросселях будут также одинаковыми независимо от величины давления в обоих выходных присоединительных отверстиях. При увеличении нагрузки, например в отверстии 10, несколько повысится давление в камере 1; возникшее при этом усилие сместит центр мембраны в сторону входа во втулку 4. Сопротивление щели между торцовыми поверхностями мембраны и втулки 4 возрастет, соответственно возрастет давление в камере 3, и равновесие мембраны и давлений в обоих камерах 1 и 3 будет восстановлено. Равенство перепадов давления на дросселях 6 и 9 обеспечивает деление подводимого потока на равные части.

Делитель потока золотникового типа отличается от рассмотренных конструкций дросселирующих кромок. Рабочая жидкость; поступающая по каналу 3 через отверстия 4, попадает в расточку 6 золотника 5 (рис. 72, б). Из расточки 6 жидкость через торцы золотника проходит к отводным каналам 1 и 8, которые соединены, например, с гидроцилиндрами. Крышками корпуса защемлены упоры, имеющие цилиндрические выступы 2 и 7, перекрывающие расточку 6 при смещении золотника в какую-либо сторону. При этом создается кольцевая щель а. В то же время торец золотника совмест-

но с корпусом образует щель *в*. Перекрытие щели *а* всегда больше, чем щели *в*, поскольку она начинает закрываться первой. Щель *в* выполняет функцию дросселя с переменным сечением, а также демпфера. С увеличением расхода, например, в канале *1* давление под левым торцом золотника падает; золотник из среднего положения смещается влево, перекрывая щель *а*, в результате уменьшается расход в канале *1* и увеличивается в канале *8*. Давление в канале *1* понижается до тех пор, пока не уравнивается давлением в канале *8*.

В делителе потока (рис. 72, *в*) два полых цилиндрических золотника *5* и *9*, торцы которых выполнены со скосами, упираются в шарик *6* под действием пружин. Штифты *11* предотвращают проворачивание золотников. Положение шарика и золотников регулируется упором *1*. Для регулировки пружин служит винт *10*.

Рабочая жидкость, поступающая через подвод *13*, обтекает шарик и через калиброванные отверстия (постоянные дроссели) *2* и *12* направляется во внутренние расточки золотника и далее через отверстия *4* и *7* в каналы *3* и *8*, которые соединены с гидродвигателями. При падении давления в одном из выходных каналов (например, в правом) перепад давления в этом направлении увеличивается, золотник *9*, смещаясь вправо, уменьшает сечение выходного отверстия *7*.

На рис. 73, *а* приведена принципиальная гидравлическая схема синхронизации двух силовых цилиндров *5* и *7* одностороннего действия с согласованным движением плунжеров только при подъеме. При одновременном открытии распределителей *4* и *8* происходит опускание грузов. Если в электрической схеме управления предусмотрено раздельное включение и отключение электромагнитов распределителей, то возможен подъем или опускание только одного плунжера.

Во время движения плунжеров вниз из цилиндров и насоса жидкость отводится в бак через делительный клапан *6*, распределители *4* и *8* и напорный золотник *1*, установленный на сливном трубопроводе.

Расходные характеристики распределителей *4*, *8* и напорного золотника *1* должны быть выбраны с учетом скорости опускания груза (или грузов) и производительности насоса. Для изменения скорости предусмотрен дроссель *2* (или дроссель с регулятором). Обратный клапан *3* предотвращает опускание плунжеров при отключенном насосе.

Для синхронной работы двух силовых цилиндров в обоих направлениях в схеме, приведенной на рис. 73, *б*, применено два делителя потока: делитель *2*, разделяя поток жидкости на равные части, подключается через обратные клапаны *3* к цилиндрам *4* и *5* при подъеме площадки с грузом, и делитель *7*, выполняя функцию сумматора, обеспечивает синхронное движение плунжеров при опускании площадки. Опускание происходит под действием собственного веса площадки после перевода золотника в распределителе *9* из положения *а* в положение *б*; при этом из цилиндров

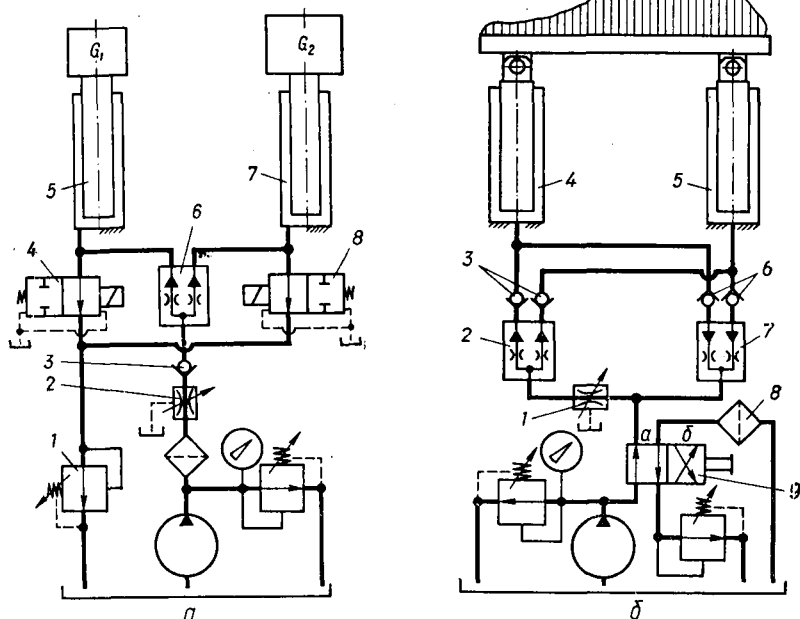


Рис. 73. Гидросистемы, обеспечивающие синхронную работу цилиндров одностороннего действия

жидкость отводится в бак через аппараты 6, 7, 9 и напорный золотник, а насос переключается в бак через фильтр 8. Дроссель 1, расположенный на входной магистрали к цилиндрам, позволяет регулировать скорость только при подъеме груза.

В приводе механизма натяжения валков текстильного стана валки (рис. 74, а) вращаются всегда в одном направлении, но для натяжения материала правые валки должны вращаться несколько быстрее левых. Отношение скоростей валков устанавливается заранее регулируемым гидромотором 6, а при помощи делительного клапана 7 это отношение сохраняется постоянным независимо от колебания моментов на валах гидромоторов, так как делительным клапаном подаются равные объемы жидкости к гидромоторам 5 и 6.

Насосом 1 можно регулировать номинальные скорости валков, не меняя при этом установленного передаточного отношения между гидромоторами. Когда золотник в распределителе 3 займет положение а, насос переключается на свободный слив жидкости в бак.

Гидравлическая система, приведенная на рис. 74, б, подобна системе, изображенной на рис. 73, б, только здесь вместо цилиндров одностороннего силового действия применены гидромоторы 4 и 5. Трехпозиционный распределитель 1 обеспечивает реверс и

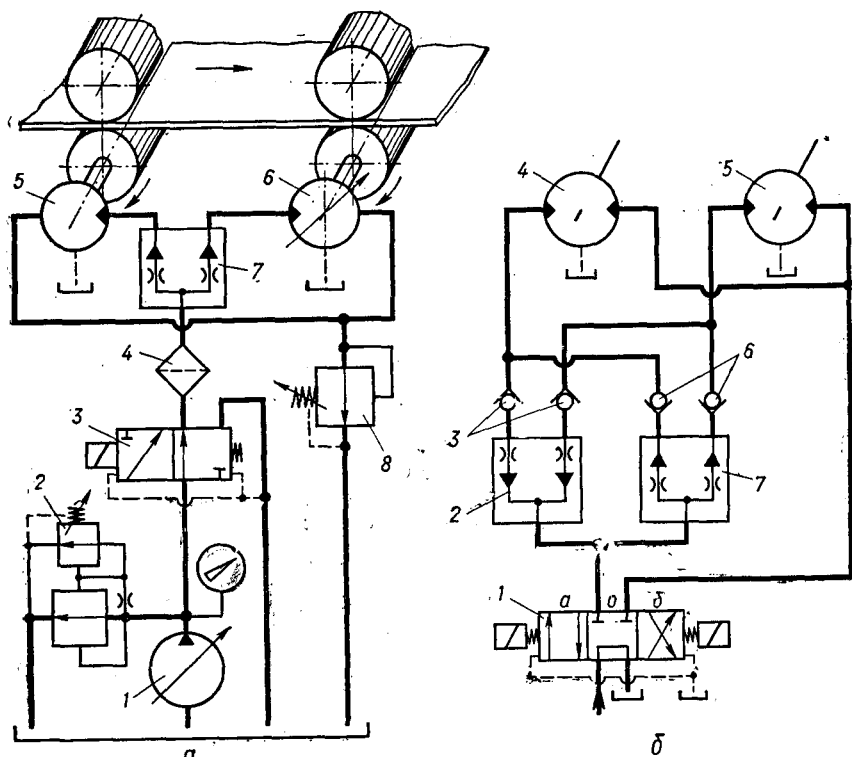


Рис. 74. Гидросистемы, создающие синхронную работу двух гидромоторов: а — в приводе натяжных роликов; б — в приводе, где требуется согласованная работа гидромоторов в двух направлениях

остановку гидромоторов в любой момент. Два делителя потока 2 и 7 при вращении гидромоторов, например по часовой стрелке, делят общий поток на равные части (аппарат 7) и суммируют потоки (аппарат 2). Обратные клапаны 3 и 6 блокируют работу делителей потока 2 и 7.

Делители потока при одинаковых нагрузках обеспечивают эффективную синхронизацию $\approx 2\%$, а при большой разнице нагрузок — до 5%. Гидравлическое сопротивление делителей потока велико и создает перепад давления в 1 и более МПа.

Применение делителей потока, когда допустимо рассогласование в пределах 5%, в условиях резкого изменения давлений (нагрузок) не рекомендуется.

В этих случаях следует применять синхронизаторы-дозаторы или же синхронизаторы, работающие по принципу объемных гидромашин, например гидромоторы шестеренного типа. Последние включаются в линию питания синхронизируемых цилиндров (или гидромоторов) и связываются между собой механически, что гарантирует одинаковую скорость и, следовательно, равенство про-

ходящих через них объемов жидкости. Некоторые иностранные фирмы выпускают синхронизаторы шестеренного типа для разделения потока на 2, 4, 6, а по специальному заказу и более частей.

3. Синхронизация при помощи дозаторов

Для получения синхронной работы двух и более цилиндров или гидромоторов применяются различные конструкции дозаторов. При сравнительно небольших ходах в механизмах с прямолинейным движением в качестве дозатора используются, в частности, цилиндро-поршневые группы, подобные мультипликатору (рис. 75). Если в дозаторе 6 площадь поршня 7 вдвое больше площади плунжера, то при движении поршня вправо из полостей 8 и 15 по магистралям 10 и 11 соответственно к цилиндрам 9 и 12 выжимаются равные объемы жидкости. Этим определяется равенство скоростей поршней независимо от величины внешних нагрузок G_1 и

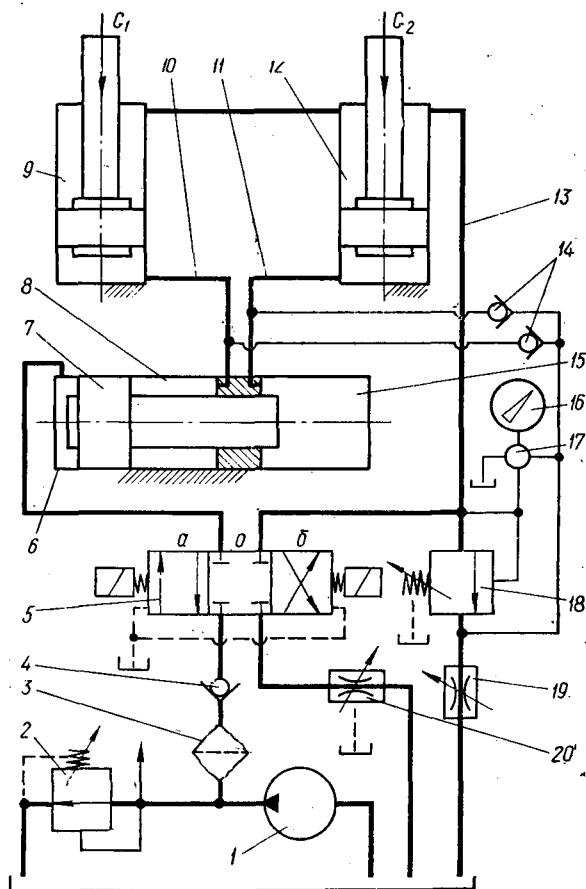


Рис. 75. Гидросистема синхронизации с дозатором

G_2 . Отвод жидкости из штоковых полостей в бак происходит по магистрали 13, через распределитель 5 и дроссель 20. При этом золотник в распределителе занимает положение *a*. После реверса и перевода золотника в распределителе в положение *б* жидкость от насоса 1 направляется к магистрали 13 и далее в штоковые полости цилиндров через аппараты 3, 4 и 5. Под действием давления, максимальная величина которого определяется напорным золотником 18 и нагрузками на штоки, поршни опускаются, выжимая жидкость в полости дозатора 8 и 15. От дозатора жидкость удаляется через аппараты 5 и 20.

Теоретически дозатор такой конструкции создает согласованную работу двух цилиндров. Это положение справедливо, если объемы жидкости, расположенные в замкнутых контурах между дозатором и цилиндрами, остаются неизменными во время работы. В реальных условиях возможны утечки жидкости как в дозаторе, так и в цилиндрах, из-за чего возникает рассогласование по скорости и положению при условии, когда G_1 существенно отличается от G_2 .

Для компенсации утечек в системе предусмотрены обратные клапаны 14 и дроссель 19, при взаимодействии которых восстанавливается первоначальный объем жидкости в замкнутых контурах и производится корректировка относительного положения поршня после каждого двойного хода.

Действительно, при опускании грузов поршень дозатора, двигаясь влево, может не дойти до исходного положения из-за уменьшения объема жидкости в замкнутых контурах. Поэтому в полостях дозатора 8 и 15 (или в одной из них) может возникнуть отрицательное давление. Восстановление первоначального объема жидкости в замкнутых контурах с одновременным дожатием поршня дозатора в исходное положение произойдет через обратные клапаны 14 при помощи подпорного давления, которое создается в магистрали перед обратными клапанами дросселем 19.

Следует иметь в виду, что с момента остановки поршней в цилиндрах 9 и 12 из магистрали 13 через напорный золотник 18 жидкость начнет отводиться в бак через дроссель 19, настройкой которого определяется давление перед обратными клапанами. Эта величина устанавливается при наладке системы и зависит в основном от сил трения, возникающих при движении поршня дозатора.

В качестве дросселя может быть применен нормализованный аппарат типа Г77 или же менее дорогостоящее устройство — диафрагма, параметры которой легко определяются при известном перепаде давления.

Пружина предохранительного клапана 2 настраивается на давление, величина которого зависит от полезной нагрузки, сил трения в рабочих цилиндрах и дозаторе, а также потерь на магистралях подвода и отвода. Предусмотренный в системе дроссель 20 позволяет изменять скорость подъема и опускания груза.

Длительные испытания гидросистемы с дозаторами в лаборатории кафедры металлорежущих станков ОПИ с компенсирующи-

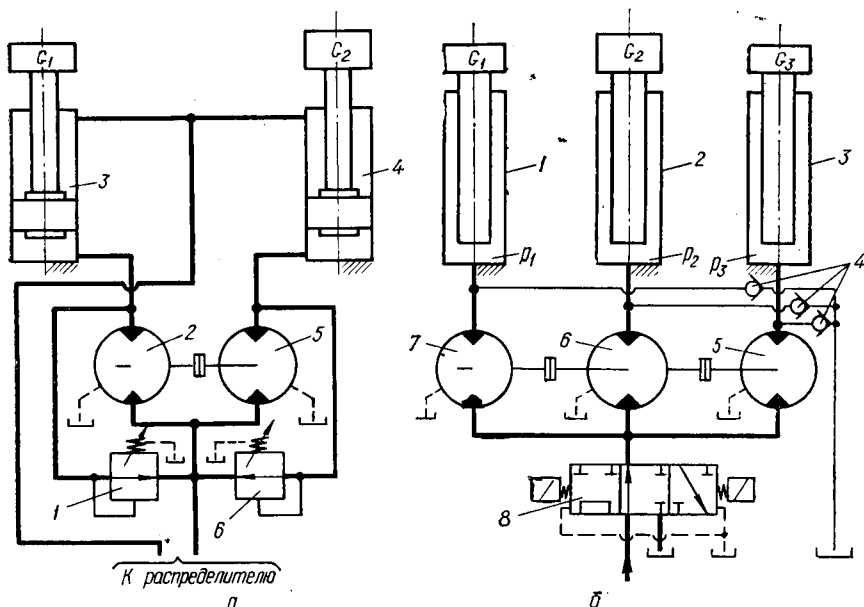


Рис. 76. Гидросистемы, в которых в качестве синхронизаторов используются гидромоторы

ми устройствами показали почти полную согласованность в работе двух силовых цилиндров. Восстановление первоначального объема в замкнутых контурах происходило за каждый цикл (в конце хода поршней вниз), поэтому не наблюдалось наращивания степени рассогласования.

Для синхронной работы силовых цилиндров 3 и 4 (рис. 76, а) использованы одинаковые гидромоторы 2 и 5, которые выполняют роль дозаторов или расходомеров. В противоположность делителю потока дроссельного типа роторный делитель работает таким образом, что энергия жидкости на выходе из него равна энергии на входе (без учета незначительных потерь). Поэтому в эксплуатации роторные делители более экономичны.

Частота вращения гидромоторов 2 и 5 из-за жесткой связи между их выходными валами одинакова, поэтому теоретически к цилиндрам поступают равные дозы жидкости. Но из-за технологических погрешностей при изготовлении гидромоторов их объемные к.п.д. различны, поэтому возникает некоторое рассогласование, особенно в тех случаях, когда внешние нагрузки G_1 и G_2 существенно отличаются.

Из опыта использования гидромоторов для этой цели известно, что поршневые гидромоторы обеспечивают точность синхронизации в пределах 1 — 2%, лопастные — до 3%, шестеренные — 3 — 4% при условии, что разность давлений в выходных полостях гидромоторов не превышает 25% [10].

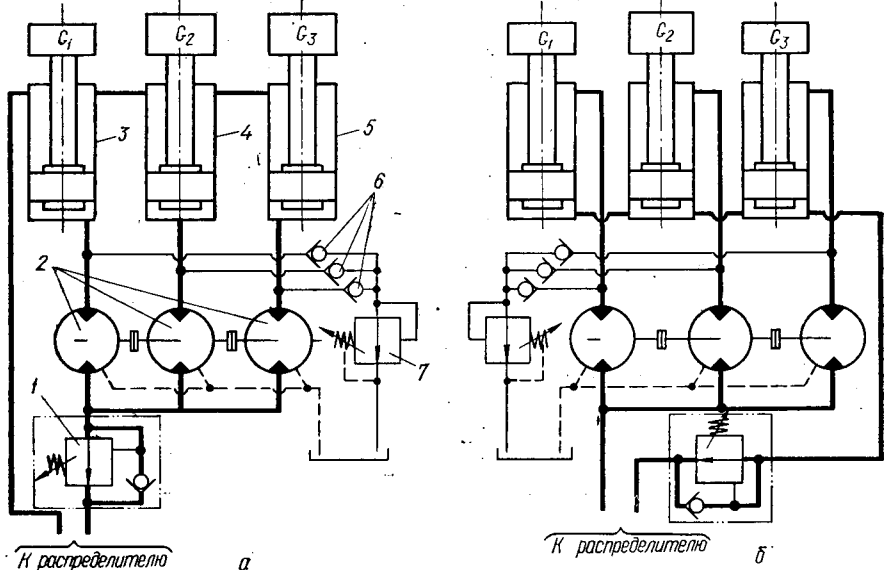


Рис. 77. Гидросистемы синхронизации при помощи трех гидромоторов

Параллельно гидромоторам подключены напорные золотники 1 и 6 типа Г54 или БГ54, через которые может быть отведена жидкость из одного цилиндра, когда другой дойдет до упора в нижнем положении. Поэтому не происходит наращивания ошибки; она остается постоянной в пределах одного цикла.

При использовании трех гидромоторов (рис. 76, б) для синхронизации трех цилиндров одностороннего силового действия в момент подхода плунжеров к упору (при движении вниз) может возникнуть понижение давления ниже атмосферного в более нагруженном цилиндре. Если $G_1 > G_2 > G_3$, то, следовательно, давление в цилиндрах $p_2 > p_1 > p_3$. Очевидно, плунжер цилиндра 2 из-за большого перепада давления в гидромоторе 6, а следовательно и большим утечкам в нем, при опускании дойдет до упора раньше менее нагруженных плунжеров цилиндров 1 и 3. Под действием давления в цилиндрах 1 и 3 гидромоторы 5 и 7 еще будут проворачиваться, создавая разрежение в цилиндре 2. Чтобы устранить кавитацию и восстановить исходный объем, между гидромоторами и цилиндрами предусмотрены обратные клапаны 4, подключенные к каждому цилиндру и баку.

Иная ситуация возникает в системах, где гидромоторы-дозаторы подключены к цилиндрам двустороннего силового действия (рис. 77). При подъеме грузов различной величины жидкость в поршневых полостях находится под различными давлениями, поэтому степень сжатия, а также интенсивность утечек в контуре каждого цилиндра различны (рис. 77, а). Это вызывает рассогласование в движении поршней, вследствие чего менее нагруженный

поршень приближается к конечному положению (например, к упору) раньше остальных. Для предотвращения компрессии в менее нагруженных цилиндрах предусмотрены обратные клапаны 6, подключенные к каждому контуру, и напорный золотник 7 (например, БГ54), через который из менее напряженного контура жидкость отводится в бак. После дожатия отстающих поршней в поршневых полостях цилиндров 3, 4 и 5 сохраняется давление, равное настройке аппарата 7. Таким образом, клапан 7 ограничивает давление в цилиндрах и предохраняет гидромоторы от перегрузок.

При движении поршней вниз противодействие в основном определяется клапаном 1 (типа Г66), однако из-за различных утечек в гидромоторах возможно рассогласование по пути. В этом случае дожатие поршней в менее нагруженных цилиндрах при остановившихся гидромоторах происходит также за счет вытеснения жидкости из поршневых полостей этих цилиндров через обратные клапаны и аппарат 7.

Таким образом, за каждый двойной ход дважды происходит корректировка положения поршней в цилиндрах.

В системе, приведенной на рис. 77, б, гидромоторы в отличие от предыдущей системы подключены к штоковым полостям цилиндров, поэтому, независимо от направления движений поршней, гидромоторы находятся под меньшим давлением (имеется в виду подъемный механизм) и интенсивность утечек снижается. Однако не исключена возможность сжатия жидкости в контурах между гидромоторами и цилиндрами. Компрессия жидкости предотвращается так же, как и в предыдущей системе, с помощью обратных клапанов и напорного золотника.

Синхронная работа цилиндров 9 и 10 (рис. 78) обеспечивается двумя нерегулируемыми насосами 6 и 13 (например, шестеренными), валы которых подобно гидромоторам (рис. 76) жестко соединены между собой.

Как известно, нерегулируемые насосы дешевле гидромоторов аналогичных конструкций, а количество выпускаемых типоразмеров насосов значительно больше, чем гидромоторов, поэтому для синхронизации применение насосов может оказаться более приемлемым. Обратные клапаны 4, 5, 7, 8, и 11, 12, 14, 15 подключены по мостовой схеме к каждому насосу и создают постоянное направление течения жидкости в насосах независимо от направления движения поршней.

При подъеме поршней золотник в распределителе 3 устанавливается в положение б. Жидкость после распределителя подводится в поршневые полости цилиндра, а из штоковых полостей направляется к распределителю двумя потоками соответственно по цепи — 5 — 6 — 8 и 14 — 13 — 11.

После переключения золотника в распределителе в положение а жидкость после распределителя направляется к цилиндрам через агрегаты 4 — 6 — 7 и 15 — 13 — 12. Жидкость из поршневых полостей цилиндров в бак отводится через распределитель 3,

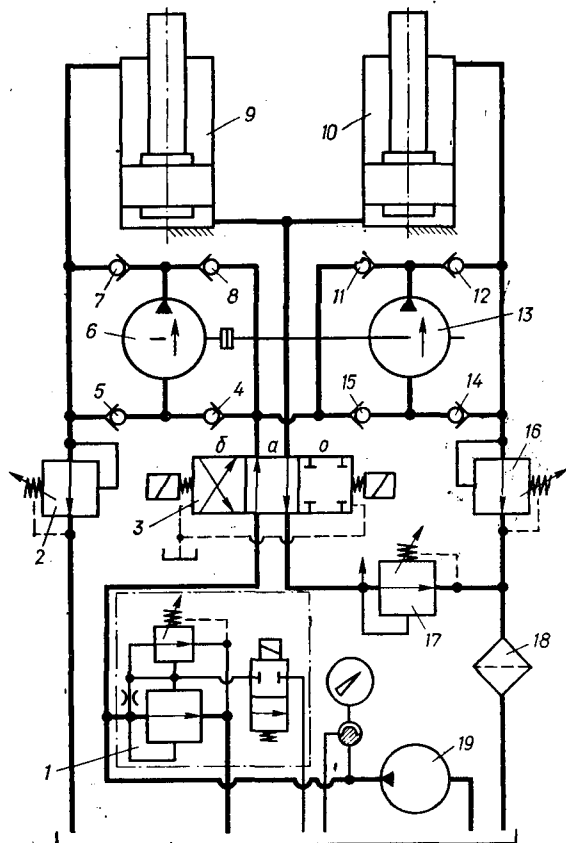


Рис. 78. Гидросистема синхронизации, в которой в качестве дозатора использованы насосы, работающие в режиме гидромотора

напорный золотник 17 и фильтр 18. Аппарат 17, пружина которого должна быть настроена на давление порядка 0,4—0,5 МПа, предотвращает скачкообразное движение поршней.

Напорные золотники 2 и 16 так же, как и в системе с гидромоторами (рис. 76, а), служат для пропускания жидкости от насосов 6 и 13 при остановившихся поршнях в цилиндрах 9 и 10. Пружины напорных золотников 2 и 16 должны быть настроены на 0,4—0,5 МПа больше, чем предохранительные клапана.

Насосы, выполняющие функцию дозаторов, в принципе могут быть подключены к поршневым полостям цилиндров, однако при этом они будут находиться под большим давлением (при условии, если цилиндры предназначены для подъема груза). В штоковых полостях цилиндров, независимо от направления движения поршней, давление в основном определяется настройкой напорного золотника 17.

Насос 19 при среднем положении золотника в распределителе 3 разгружается в бак через аппарат 1.

Нормализованная аппаратура, использованная для получения согласованной работы нескольких исполнительных цилиндров, изображена на схеме (рис. 79*). В этой схеме применено два одинаковых распределителя.

Остановка поршней цилиндров 3 и 4 происходит при установке золотников в распределителях 1 и 2 в нулевом положении. Движения синхронные влево и вправо можно уяснить из табл. 13.

При эксплуатации подобной системы для подключения соответствующих полостей цилиндров к насосу или баку следует пользоваться обоими распределителями.

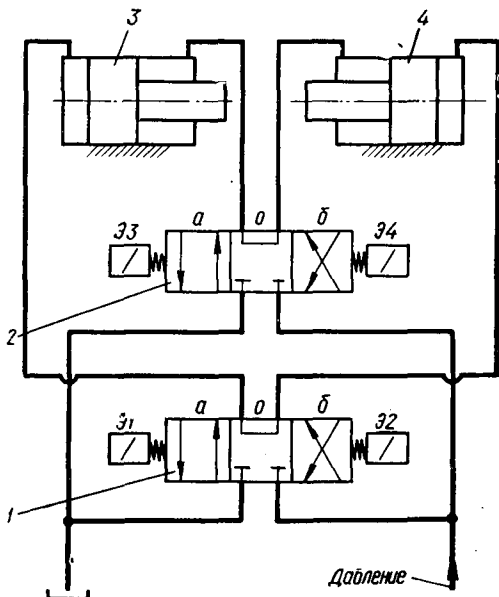


Рис. 79. Элемент гидросистемы, обеспечивающий согласованную работу двух силовых цилиндров

Таблица 13

Положение золотника в распределителе		Работа электромагнитов				Направление движения		Ведущий цилиндр
1	2	Э1	Э2	Э3	Э4			
0	0	—	—	—	—	Движения нет. Однородные полости цилиндров соединены между собой с помощью распределителя		
0	а	—	—	+	—	Вправо	Синхронное	4
0	б	—	—	—	+	Влево		3
а	0	+	—	—	—	Влево		4
б	0	—	+	—	—	Вправо		3

* А. с. № 434197 (СССР). Схема синхронизации/Л. В. Максимов, Г. Е. Бурков. — Оpubл. 12.11.74.

телями, так как только в этом случае компенсируются утечки в цилиндрах. Усилие, развиваемое цилиндрами, будет больше, если жидкость под давлением подводится к поршневым полостям цилиндров через распределитель 1.

4. Синхронизация при последовательном подключении цилиндров в систему

Последовательное подключение силовых цилиндров в систему при условии равенства их номинальных размеров не обеспечивает согласованной работы цилиндров в основном из-за утечек и расхождений действительных параметров цилиндро-поршневых групп в пределах допуска. Для получения синхронной работы нескольких цилиндров необходимо также вводить компенсирующие устройства. На рис. 80 приведена принципиальная гидравлическая схема подъемного механизма весоизмерительных машин конструкции Особого Конструкторского бюро средств измерения масс (ОКБСИМ), предназначенного для взвешивания слябов, рулонов, пакетов листов, труб и других изделий металлургической промышленности. Четыре силовых цилиндра, из которых ведущий цилиндр 4 с односторонним штоком, последовательно подключены в систему таким образом, что из сливной полости одного цилиндра жидкость выжимается в напорную полость другого. Несущая платформа прямоугольной конфигурации при помощи шарнирных соединений закреплена к штокам силовых цилиндров, которые в свою очередь установлены на угловых частях прямоугольной рамы. Штоковые полости у всех цилиндров имеют равные площади F_2 .

Гидравлическая система подъемника обеспечивает синхронный подъем, опускание и остановку платформы в любом положении. Взвешивание груза производится в момент остановки платформы в верхнем положении, причем насос большей производительности автоматически переводится на разгрузочный режим через дистанционно управляемый клапан 2.

При подъеме платформы подвод жидкости к ведущему цилиндру 4 от насосов 1 происходит через распределитель 14 и обратный клапан аппарата 3 (типа Г66). В этом случае ведомыми будут цилиндры 5, 7 и 9. Из верхней полости цилиндра 9 жидкость через распределитель вытесняется в бак. Опускание платформы произойдет после установки золотника в распределителе в положение 6.

Для синхронной работы цилиндров необходимо сохранять первоначальный объем жидкости в замкнутых контурах между цилиндрами 4 и 5, 5 и 7, 7 и 9, что возможно при компенсации утечек. Происходит это следующим образом.

В момент подхода поршней в цилиндрах 5, 7 и 9 к нижнему положению открываются управляемые обратные клапаны 11, 12 и 13 и все замкнутые контуры подключаются к насосу через обратные клапаны 10, и 11, 8 и 12, 6 и 13. Таким образом восстанавли-

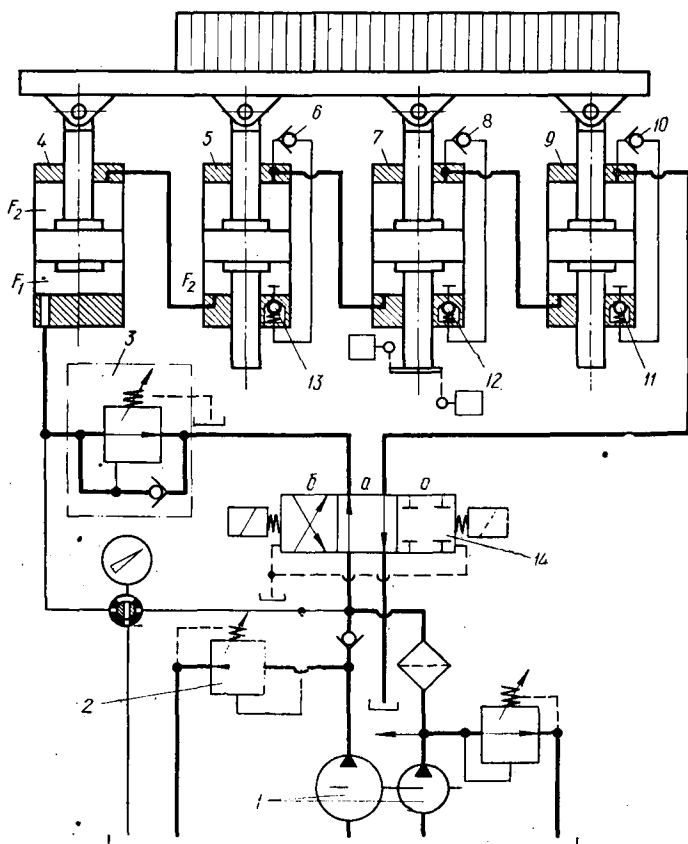


Рис. 80. Гидравлическая система подъемного устройства в весоизмерительной машине.

валяется первоначальный объем жидкости в замкнутых контурах за каждый цикл (двойной ход поршней).

Рабочее давление в ведущем цилиндре при подъеме платформы с грузом приближенно может быть найдено по формуле

$$p_p = 1,1 \left(\frac{G}{F_1} + p_{пр}^* \frac{F_2}{F_1} \right),$$

где G — вес платформы и груза (или изделия);

$p_{пр}$ — противодействие, определяемое потерями на сливной магистрали от ведомых цилиндров;

F_1, F_2 — соответственно площади цилиндров.

Коэффициент 1,1 учитывает силы трения в цилиндро-поршневых группах.

Кафедра металлорежущих станков ОПИ совместно с ОКБСИМ провела эксперименты на стенде, схема которого аналогична системе, изображенной на рис. 80.

Результаты этих экспериментов таковы:

четыре цилиндра, подключенные в систему последовательно, совершали подъем и опускание практически согласованно при асимметричном расположении изделия на платформе;

компенсирующие устройства в виде обратных клапанов, подключенные к цилиндрам так, как это показано на рис. 80, восстанавливали первоначальный объем жидкости в замкнутых контурах за каждый цикл работы цилиндров, поэтому не наблюдалось наращивания рассогласования;

подъем платформы происходил равномерно независимо от расположения груза на ней с ошибкой в пределах 1 мм при ходе поршня в 250 мм;

клапан Г66, подключенный к нижней полости цилиндра, с односторонним штоком создавал противодействие в этом цилиндре; отсутствие противодействия при опускании платформы с грузом вызывало неравномерное (а иногда и скачкообразное) опускание платформы.

Неравномерность движения поршней при опускании платформы с грузом, когда на сливной магистрали почти нет противодействия, объясняется тем, что насос попадает в кавитационный режим работы, так как не успевает пополнять верхнюю полость цилиндра 9 (рис. 80) при беспрепятственном удалении ее из нижней полости цилиндра 4. Настройка клапана Г66 зависит от веса платформы и поднимаемого груза (определяется при наладке системы).

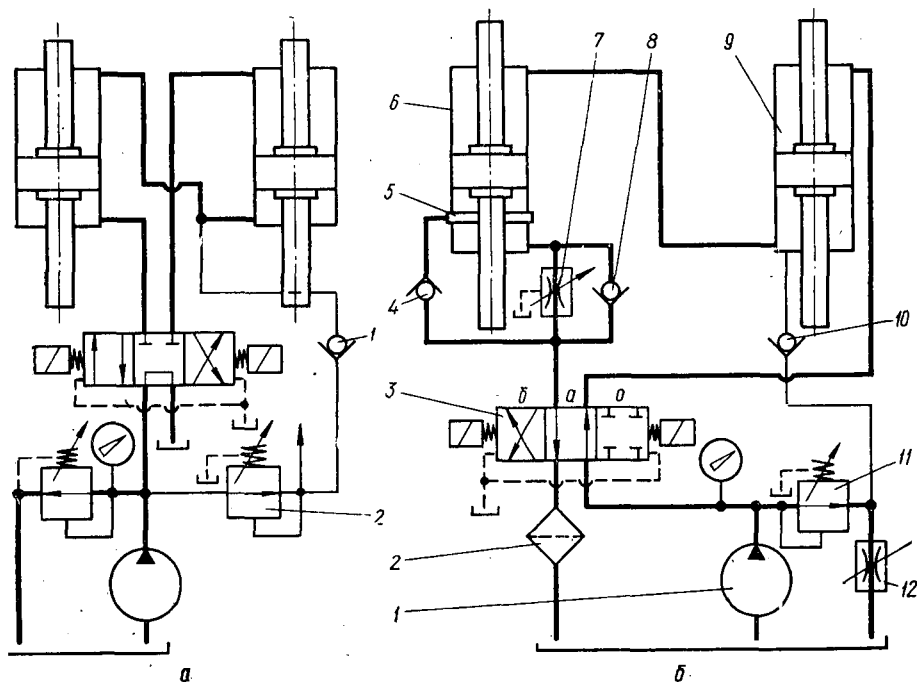


Рис. 81. Гидросистемы в подъемных устройствах

Применение распределителя с закрытым центром позволяет останавливать платформу в любом положении, однако из-за утечек в распределителе наблюдалось медленное опускание платформы со скоростью 1—1,5 мм/мин. При необходимости фиксации платформы во взвешенном состоянии длительное время следует устанавливать между распределителем и цилиндром управляемый обратный клапан или гидрозамок.

В гидросистеме (рис. 81, а) синхронная работа цилиндров происходит благодаря последовательному их соединению. Оригинальность этой системы состоит в том, что для восстановления объема жидкости в замкнутом контуре между цилиндрами помещен редукционный клапан 2, пружина которого настроена на минимальное давление (порядка 0,3—0,4 МПа). Этого давления вполне достаточно для преодоления сопротивлений обратного клапана 1 и в трубопроводе, расположенном между клапанами 2 и 1. Подпитка замкнутого контура производится в моменты, когда один из поршней дойдет к упору.

В гидросистеме (рис. 81, б) синхронное движение поршней вниз происходит по более сложному циклу, чем в предыдущей системе.

При расположении золотника в распределителе 3 в положении *a* жидкость от насоса 1 направляется в верхнюю полость цилиндра 9. При последовательном соединении цилиндров их поршни одновременно начинают перемещаться вниз, причем вначале быстро, так как отвод жидкости от ведомого цилиндра 6 производится из проточки 5 через обратный клапан 4, распределитель 3 и фильтр 2, минуя дроссель 7, а после перекрытия поршнем проточки 5 скорость поршней уменьшается и определяется настройкой дросселя 7.

Подъем поршней произойдет при подводе жидкости в нижнюю полость цилиндра 6 через обратный клапан 8.

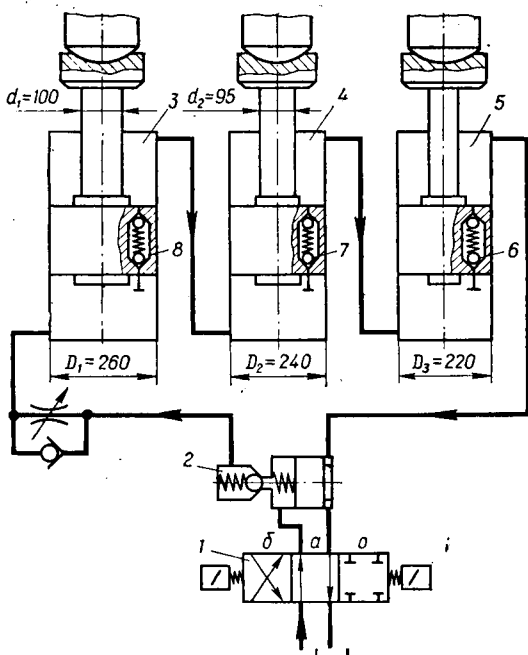


Рис. 82. Гидросистема подъемного устройства в станке для балансировки роторов модели МС-943

Подпитка замкнутого контура так же, как и в предыдущей системе, происходит в моменты, когда один из поршней дойдет до упора. Давление перед обратным клапаном 10 регулируется дросселем 12, установленным на сливном трубопроводе после напорного золотника 11.

На рис. 82 показана принципиальная гидравлическая система тележки станка, предназначенная для балансирования роторов (модель МС-943), конструкции Одесского Специального конструкторского бюро специальных станков (ОСКБСС). Подъем тележки производится тремя цилиндро-поршневыми группами, включенными в систему последовательно. Диаметры цилиндров и штоков подобраны так, что

$$D_1^2 - d_1^2 = D_2^2 = 576 \text{ см}^2 \text{ и } D_2^2 - d_2^2 = D_3^2 = 486 \text{ см}^2.$$

Управляемый обратный клапан 2 автоматически открывается независимо от направления течения жидкости между распределителем 1 и силовыми цилиндрами, но закрывает выход жидкости из цилиндра 3, когда в распределителе золотник занимает нулевое положение. Первоначальный объем жидкости в замкнутых контурах между цилиндрами 3, 4 и 4, 5 восстанавливается через двохвостные обратные клапаны 6, 7 и 8 в моменты, когда поршни подходят к нижним донышкам цилиндров.

5. Комбинированные способы подключения цилиндров в систему

Гидросистема с последовательно-параллельным подключением четырех цилиндров. Такое подключение цилиндров (рис. 83) допустимо только при соответствующем подборе диаметров цилиндров D_1 и D_2 . Подобрать соотношение площадей так, чтобы диаметры цилиндров и штоков укладывались в рекомендованный ряд размеров, невозможно. Поэтому подобный способ синхронизации не обеспечивает полностью согласованную работу цилиндров. Однако выбрать параметры цилиндров нужно таким образом, чтобы рассогласование имело малую величину.

В табл. 14 приведены диаметры, соответствующие им площади и степень рассогласования для цилиндров, подключенных в систему по указанному способу. Для многих подъемных устройств приведенные величины рассогласования вполне допустимы.

За каждый цикл работы цилиндров производится подпитка замкнутых контуров между цилиндрами 6 и 7, 4 и 5 через обратные клапаны 8 и 9 (подобный принцип компенсации рассмотрен на рис. 75).

Система с параллельно-последовательным подключением цилиндров обладает некоторыми преимуществами. Во-первых, конструкция цилиндра с односторонним штоком проще цилиндра с двусторонним штоком. Во-вторых, здесь вместо одного ведущего цилиндра (рис. 83) два, поэтому общее рабочее давление в ведущих цилиндрах будет значительно меньше. Клапан делительный 2 раз-

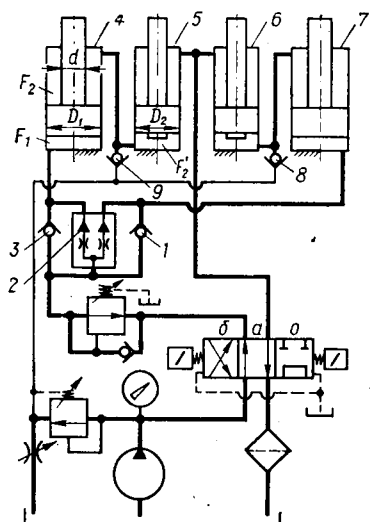
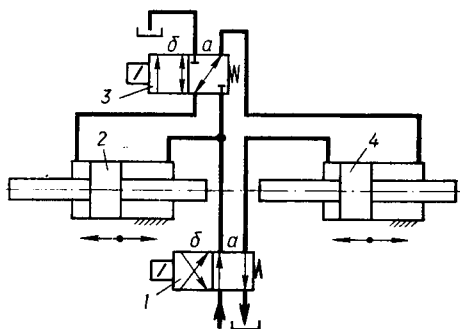


Рис. 83. Гидросистема подъемного устройства с параллельно-последовательным подключением силовых цилиндров

Рис. 84. Элемент гидросистемы, создающий синхронную, последовательную и независимую работу двух цилиндров



делает поток на равные части только при подъеме; отвод жидкости от цилиндров при опускании производится через обратные клапаны 1 и 3.

Таблица 14

Параметры цилиндров						Рассогласование, см, при подъеме на высоту 10 см
D_1 , см	D_2 , см	d , см	F_1 , см ²	F_2 , см ²	F'_2 , см ²	
15,0	13,0	7,5	176,76	132,58	132,73	0,01
22,0	20,0	9,0	380,00	316,50	314,16	0,075
25,0	22,0	12,0	490,90	377,80	380,13	0,08
32,0	30,0	11,0	804,25	711,00	708,07	0,04

Гидросистема для синхронной, последовательной и независимой работы двух цилиндров. В гидравлической системе (рис. 84) различные комбинации включения распределителей (или золотников управления) 1 и 3 позволяют: подключить цилиндры 2 и 4 так, чтобы оба поршня независимо от направления движения перемещались синхронно, обеспечить последовательную их работу и получить перемещение поршня в цилиндре 4 в двух направлениях при неподвижном поршне в цилиндре 2. В третьем случае характер движения поршня в цилиндре 4 (или цикл, состоящий из нескольких этапов) определяется аппаратурой, которую следует подключить к сливному трубопроводу после распределителя 1.

Порядок переключения золотников в распределителях 1 и 3, направление и характер движения поршней приведен в табл. 15.

Положение золотника в распределителе		Движение поршня в цилиндре		Характер движения
1	3	2	4	
<i>a</i>	<i>a</i>	Влево	Влево	Синхронное
<i>б</i>	<i>a</i>	Вправо	Вправо	Синхронное
<i>a</i>	<i>б</i>	Влево	Влево	Последовательное
<i>б</i>	<i>б</i>	Стоп	Вправо	Зависит от заданного цикла
<i>a</i>	<i>б</i>	Стоп	Влево	То же
<i>б</i>	<i>a</i>	Вправо	Вправо	Синхронное

Гидросистема с перекрестным подключением синхронизирующих цилиндров. Если необходимо удерживать в устойчивом равновесии платформу и груз, расположенный на ней асимметрично, и недопустимо скручивание самой платформы, то можно рекомендовать систему синхронизации, приведенную на рис. 85, *a*. Функцию гидродвигателя в системе выполняет цилиндро-поршневая группа 2; вспомогательные же цилиндры 1 и 3 с двусторонними штоками при перекрестном их подключении магистралями 4 и 5 предотвращают перекос платформы.

Поскольку давления во всех полостях вспомогательных цилиндров всегда равны независимо от расположения груза на платформе, то жидкость внутри цилиндров не перетекает. Компенсация внешних утечек (через уплотнения штоков) происходит через обратные клапаны 6.

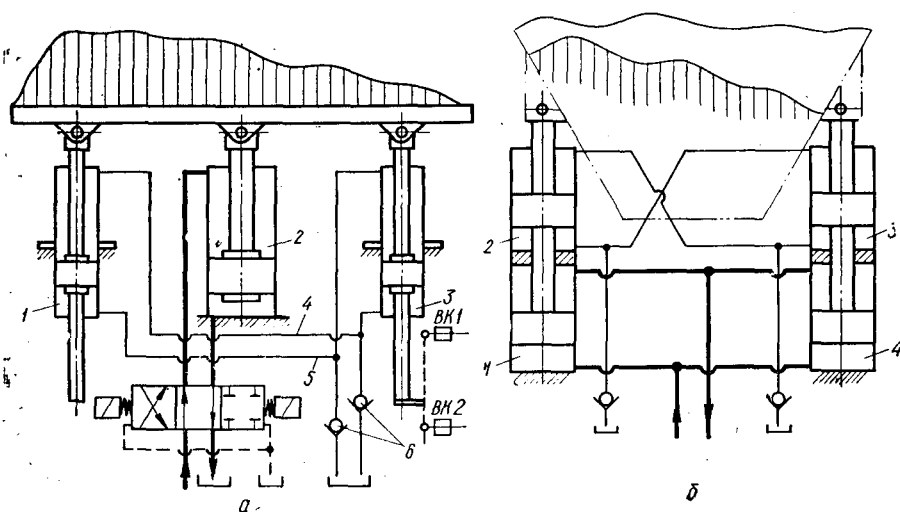


Рис. 85. Элементы гидросистем с перекрестным подключением синхронизирующих цилиндров

Количество вспомогательных цилиндров зависит от величины, конфигурации платформы и распределения груза на платформе. Если платформа в плане прямоугольная, а груз расположен не симметрично относительно осей платформы, то может возникнуть необходимость в применении четырех вспомогательных цилиндров с расположением их по углам платформы симметрично относительно силового цилиндра. При перекрестном подключении вспомогательных цилиндров верхняя полость последнего цилиндра должна быть соединена с нижней полостью первого.

Другое конструктивное решение аналогичной задачи показано на рис. 85,б. Здесь силовые цилиндры 1 и 4 и вспомогательные 2 и 4 располагаются в створе общего цилиндра. Такое конструктивное решение при небольшой величине хода может оказаться более технологичным, чем в варианте а (рис. 85).

Устройство для синхронного ограничения хода поршней в гидроцилиндрах.* В гидросистеме аппараты 6 и 7 типа Г66 с дистанционным управлением при подключении их к штоковым полостям цилиндров 2 и 11 обеспечивают синхронную остановку поршней, когда один из них дойдет до упора (рис. 86). Цилиндры подключены в систему параллельно. Жидкость к ним подводится по магистрали 1. Отвод жидкости из штоковых полостей цилиндров возможен только при возникновении в этих полостях противодавлений, величина которых определяется настройкой пружин в напорных золотниках аппаратов 6 и 7. С целью повышения к. п. д. силовых цилиндров клапаны 6 и 7 должны быть настроены на минимальное давление. Под действием противодавления, передающегося по магистралям 5 и 8, золотники в аппаратах 6 и 7 приподнимаются, соединяя при этом магистрали 4 и 9 со сливной магистралью 12.

Если один из поршней (например, поршень 3) остановится, то в штоковой полости цилиндра 2 давление упадет, а золотник

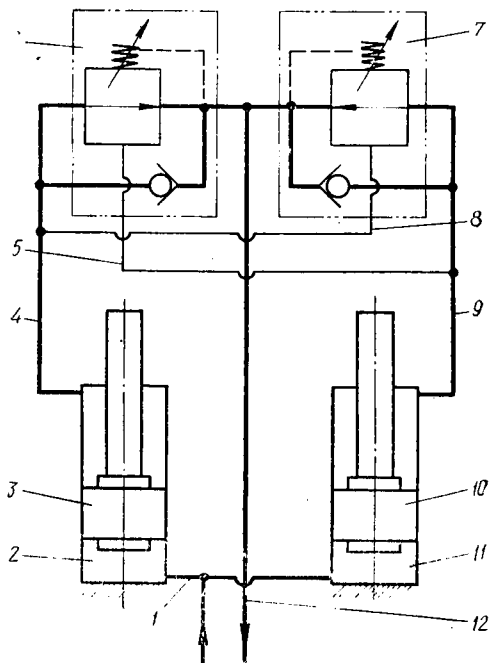


Рис. 86. Элемент гидросистемы устройства для синхронного ограничения хода поршней

* А. с. 354180, F 15 в 11/22 (СССР). Устройство для синхронного ограничения хода поршней в цилиндрах/Л. Б. Богданович, — Опул. 09.10.72.

клапана 7 под действием пружины опустится вниз и отсечет магистраль 9 от магистрали 12. Таким образом, с остановкой поршня 3 автоматически останавливается поршень 10. Синхронная остановка поршня 3 произойдет тогда, когда шток поршня 10 подойдет до упора.

Для обратного хода необходимо магистраль 12 подключить к насосу, а магистраль 1 к баку. При этом жидкость под давлением поступит в штоковые полости от магистрали 12 соответственно через обратный клапан аппарата 6, магистраль 4 к цилиндру 2 и через обратный клапан аппарата 7, магистраль 9 к цилиндру 11.

6. Синхронизация силовых цилиндров при параллельно-перекрестном подключении их в систему

При последовательном подключении нескольких цилиндров в систему давление в ведущем цилиндре определяется суммой сил, действующих на все цилиндры. Давление в ведущих цилиндрах I и 6 (рис. 87), необходимое для перемещения ведомых цилиндров 3 и 4, определяется большей нагрузкой, например, N_2 (если $N_2 > N_1$).

Полости V_1 в ведущих цилиндрах подключены к общему трубопроводу δ , а благодаря перекрестным магистралям a и b и центральным отверстиям в штоках 2 и 5 полости V_2 и V_3 соединяются между собой.

Особенность конструкции цилиндرو-поршневых групп I и II состоит в выборе их параметров. Диаметры D_1 , D_2 и D_3 должны относиться как 10 : 8 : 6 или соответствующие им площади $F_1 : F_2 : F_3 = 100 : 64 : 36$ *.

При этом $F_1 = F_2 + F_3$; $F_2 = F_1 - F_3$ и $F_3 = F_1 - F_2$.

Объемы V_1 , V_2 , V_3 определяются из зависимостей:

$$V_1 = (F_1 - F_3)H = F_2H;$$

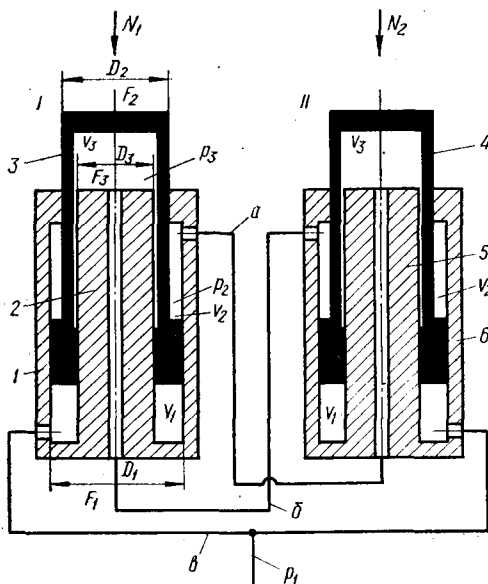
$$V_2 = (F_1 - F_2)H = F_3H;$$

$$V_3 = F_3H \text{ или } V_2 = V_3,$$

где H — величина хода ведомых цилиндров 3 и 4.

При определении параметров всей конструкции D_1

Рис. 87. К синхронизации силовых цилиндров при их параллельно-перекрестном подключении в систему



* Helmut Groß, Gerd Bräckelmann. Gleichlaufzylinder für Scheren, Pressen, Hubvorrichtungen usw. — «Olhydraulik und Pneumatik», 1971, N 7, z. 308—311.

следует выбирать не менее 100 мм, так как при меньших размерах этого диаметра толщина стенки ведомых цилиндров может оказаться недостаточной. При диаметре $D_1 > 100$ мм подвижные соединения необходимо оснащать уплотнительными устройствами.

При проектировании подобных цилиндров, предназначенных для синхронной работы, следует придерживаться таких правил:

1. Для определения рабочего давления в ведущих цилиндрах можно в формулу для определения давления подставлять F_2 . Объясняется это тем, что рабочее давление действует на кольцевое сечение

$$F_1 - F_3 = F_2.$$

2. Максимальное давление в трубопроводах a и b не должно превышать 1,78 рабочего давления p_1 при условии, что $V_2 = V_3$, т. е.

$$p_{a(\max)} = p_{b(\max)} = 1,78 p_1 10^{-1} \text{ МПа.} \quad (57)$$

Для доказательства равенства (57) предположим, что в полостях V_1 , V_2 и V_3 давления соответственно равны p_1 , p_2 и p_3 .

Тогда уравнения сил, действующих на ведомые цилиндры 3 и 4:

$$N_1 = p_1(F_1 - F_3) - p_2(F_1 - F_2) + p_3F_3; \quad (58)$$

$$N_2 = p_1(F_1 - F_3) - p_3(F_1 - F_2) + p_2F_3. \quad (59)$$

Так как $F_2 = F_1 - F_3$ и $F_3 = F_1 - F_2$, то после подстановки их в уравнения (58) и (59) получим:

$$N_1 = p_1F_2 - p_2F_3 + p_3F_3;$$

$$N_2 = p_1F_2 - p_3F_3 + p_2F_3.$$

Вычтем из первого уравнения второе

$$N_1 - N_2 = 2F_3(p_3 - p_2). \quad (60)$$

Рассмотрим два предельных случая соотношения внешних нагрузок N_1 и N_2 :

1) $N_1 = N_2$. Очевидно, при равенстве внешних нагрузок из уравнения (60)

$$p_3 = p_2;$$

2) $N_2 = 0$, тогда соотношение внешних нагрузок

$$U = \frac{N_1 - N_2}{N_1} = 1 = \frac{2F_3(p_3 - p_2)}{p_1F_2 - p_2F_3 + p_3F_3} = \frac{2F_3(p_3 - p_2)}{p_1F_2 + F_3(p_3 - p_2)},$$

или

$$1 = \frac{2}{p_1 \frac{F_2}{F_3} \cdot \frac{1}{(p_3 - p_2)} + 1},$$

откуда

$$p_1 \frac{F_2}{F_3} = (p_3 - p_2).$$

Так как

$$\frac{F_2}{F_3} = \frac{64}{36} \cong 1,78,1$$

то $1,78 p_1 = p_3 - p_2$.

Но $p_2 = p_a$, $p_3 = p_b$.

При $N_2 = 0$ $p_a = 0$, поэтому $p_3 = p_b = 1,78 p_1$.

Таким образом, при $U = 1$ создается наиболее неблагоприятный случай нагружения силовых цилиндров.

3. Давление в перекрестных трубопроводах *a* и *b* равно рабочему давлению p_1 , когда отношение нагрузок N_1 и N_2 находится в пределах от 78 до 22%:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{78}{22} = \frac{1}{0,28}$$

Приняв $p_2 = 0$, найдем

$$U = \frac{1 - 0,28}{1} = \frac{2}{1,78 \frac{p_1}{p_3 - p_2} + 1} = \frac{2}{1,78 \frac{p_1}{p_3} + 1}$$

Решив это уравнение, получим $p_3 = p_1$.

4. Чем точнее выдержаны равенства для V_2 и V_3 , тем меньше рассогласование в движении ведомых цилиндров. Из соображений безопасности на трубопроводах *a* и *b* необходимо устанавливать предохранительные клапаны, настроенные на давление $1,78 p_1 + 10\%$. В работе цилиндров возможно рассогласование из-за неравенства соответствующих диаметров цилиндро-поршневой группы (при изготовлении возможно расхождение размеров в пределах допуска) и в результате сжатия жидкости в замкнутых контурах системы (V_2 , V_3).

Номограмма, с помощью которой можно определить величину рассогласования (или погрешность хода) при различных соотношениях внешних нагрузок, приведена на рис. 88. При построении номограммы принято, что на каждые 10 МПа сжатие жидкости составляет 0,7% общего объема жидкости, находящейся в замкнутом контуре.

Если известны нагрузки на цилиндры или соотношение нагрузок, а также оговорена допустимая величина рассогласования в движении цилиндров, то параметры цилиндров следует находить путем подбора.

Пример. Исходные данные

$N_1 = 150\,000$ Н; $N_2 = 0$;

$H = 100$ см — ход ведущих поршней 3 и 4 (рис. 87);

$V_{a,b} = 4$ л — объем жидкости в трубопроводах *a* и *b*;

$\delta = 0,4\%$ — допустимое рассогласование.

Решение 1. Задаемся параметрами цилиндров: $D_1 = 17,5$ см; $D_2 = 14,0$ см ($F_2 = 154,0$ см²); $D_3 = 10,5$ см ($F_3 = 86,5$ см²).

Давление в верхнем цилиндре $p_1 = \frac{150\,000}{154 \cdot 10^{-4}} = 9,75$ МПа.

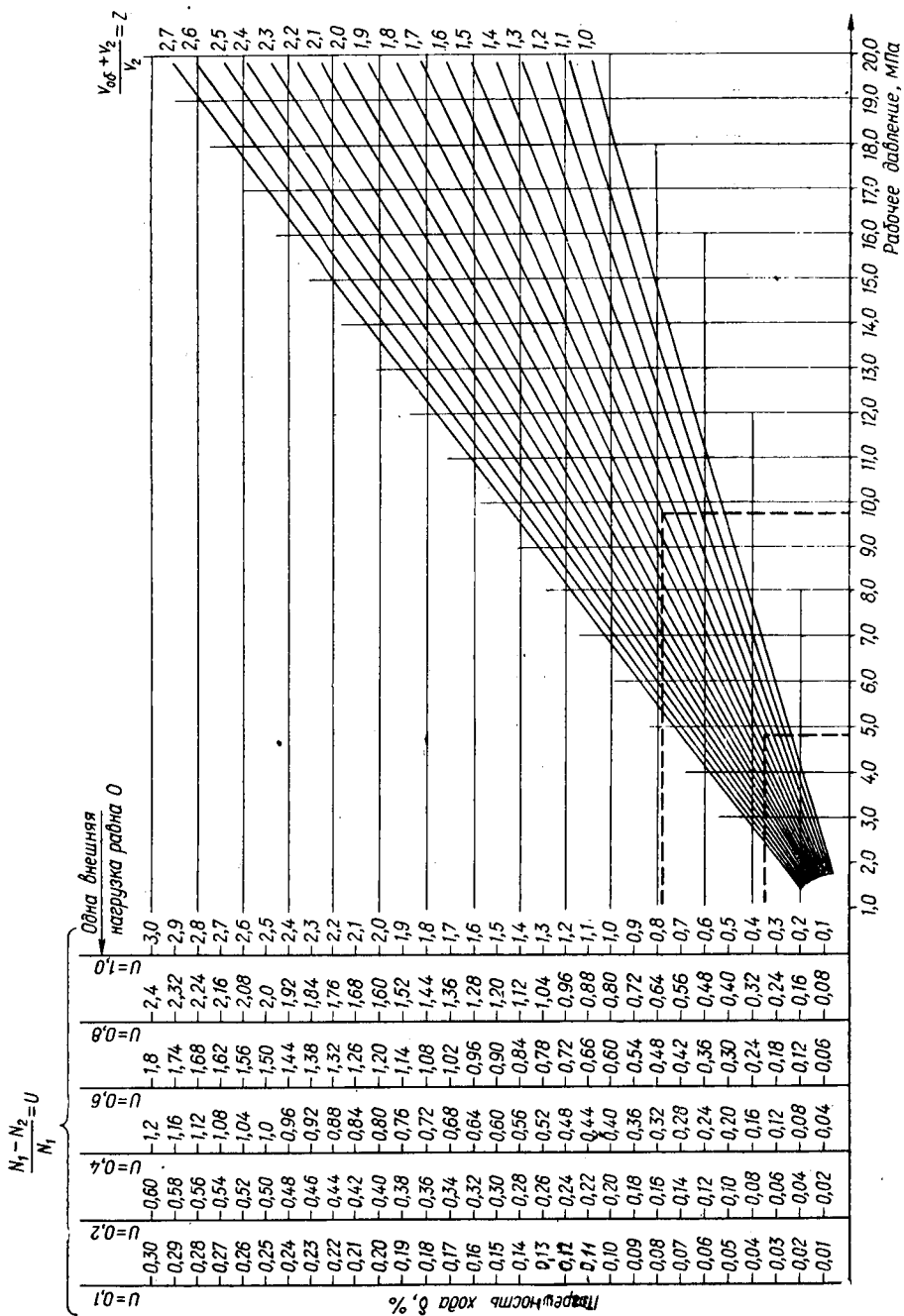


Рис. 88. Номограмма для определения величины рассогласования при различных соотношениях внешних нагрузок

Общий объем сжимаемой жидкости:

$$\begin{array}{r} V_2 = 86,5 \cdot 100 = 8650 \text{ см}^3 \text{ (8,65 л)} \\ + \\ V_{аб} = 4000 \text{ см}^3 \text{ (4,0 л)} \\ \hline 12650 \text{ см}^3 \text{ (12,65 л)}. \end{array}$$

Относительная величина сжимаемых объемов жидкости

$$Z = \frac{V_{аб} + V_2}{V_2} = \frac{12,65}{8,65} = 1,46.$$

При этом рассогласование, определенное из номограммы за счет сжатия жидкости, составляет 0,8%, что вдвое больше допустимой величины.

Выбираем цилиндры с большими диаметрами.

Решение 2.

$$D_1 = 25,0 \text{ см}; D_2 = 20,0 \text{ см} \quad (F_2 = 314 \text{ см}^2); D_3 = 15,0 \text{ см} \quad (F_3 = 176 \text{ см}^2)$$

$$p_1 = \frac{150\,000}{314 \cdot 10^{-4}} = 4,8 \text{ МПа};$$

$$V_2 = 176 \cdot 100 = 17\,600 \text{ см}^3 \text{ (17,6 л)}.$$

Если $V_{об} = 5,0 \text{ л}$, то $V_2 + V_{об} = 17,6 + 5 = 22,6 \text{ л}$.

$$Z = \frac{22,6}{17,6} \approx 1,3.$$

В этом случае рассогласование (см. номограмму) составит $\sim 0,34\%$.

Рассмотрим принципиальную гидравлическую схему, обеспечивающую синхронную работу четырех силовых цилиндров (рис. 89).

Ведомые цилиндры 8 поднимаются под действием давления жидкости, которая поступает от насоса через дроссель 1, распределитель 2, включенный в положение *а*, обратный клапан аппарата 3 и управляемые обратные клапаны 6, имеющиеся при каждом ведущем цилиндре 7. Магистралями *а*, *б*, *в* и *г* осуществлено перекрестное подключение замкнутых объемов V_2 и V_3 соответственно всех цилиндров. Необходимая скорость подъема может быть отрегулирована дросселем 1.

Опускание цилиндров произойдет после перевода золотника в распределителе 2 в положение *б*. При этом управляемые обратные клапаны 6 откроются и жидкость из нижних полостей ведущих цилиндров 7 под действием нагрузки и собственного веса ведомых цилиндров уйдет в бак через дроссель в аппарате 3, распределитель 2 и подпорный клапан 12, пружина которого должна быть настроена на давление в 0,2—0,25 МПа. В замкнутых контурах жидкость перетечет из полостей V_3 в полости V_2 .

Чтобы ускорить опускание цилиндров 8, необходимо при включении распределителя 2 открыть золотником управления 11 управляемый обратный клапан 10. Тогда из нижних полостей ведущих

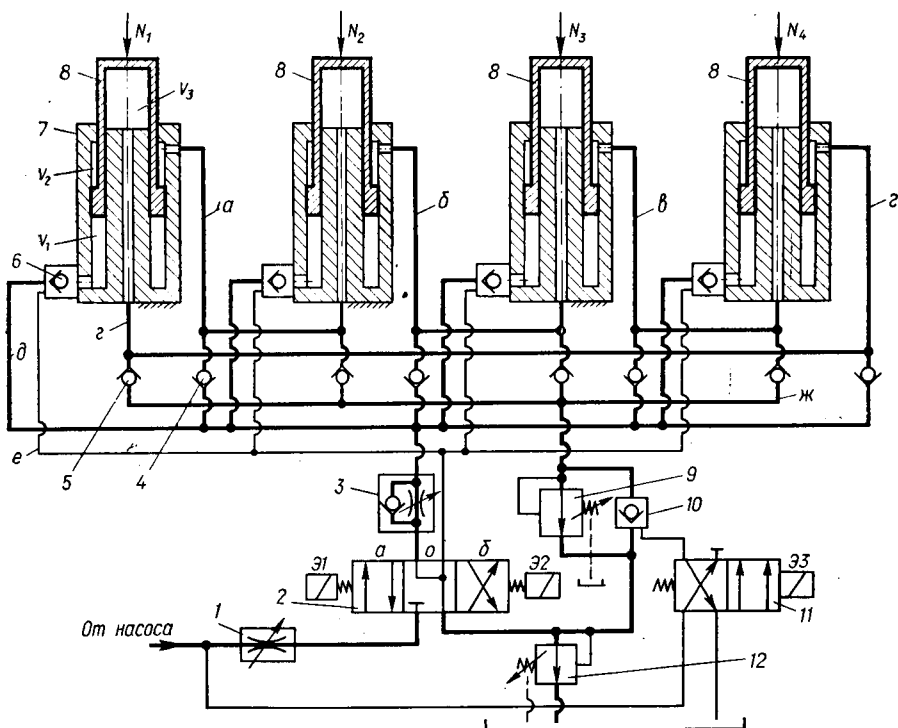


Рис. 89. Принципиальная гидросистема, обеспечивающая синхронную работу четырех цилиндров

цилиндров жидкость в бак будет отводиться через аппараты 6—4—5—10 и подпорный золотник 12 при сохранении суммарных объемов ($V_2 + V_3$) в замкнутых контурах. Предохранительный клапан 9, подключенный через обратные клапана 5 к перекрестным магистралям а, б, в и г, должен быть настроен на давление $1,78 p_1 + 10\%$, где p_1 — давление в ведущих цилиндрах.

Глава VII

СИЛОВЫЕ ЦИЛИНДРЫ (ГИДРОДВИГАТЕЛИ ДЛЯ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ)

Силовой цилиндр является тем передаточным звеном, с помощью которого гидравлическая энергия преобразуется в механическую (перемещается поршень или цилиндр), т. е. является гидродвигателем для возвратно-поступательного или углового перемещения.

Гидроцилиндры применяются в приводе главного движения протяжных, строгальных и долбежных станков, в приводе подачи и

приводе вспомогательных устройств различных машин для хода до 5—6 м. К преимуществам гидроцилиндров в основном относятся сравнительно малые габариты, высокое быстродействие, простое соединение штока или цилиндра с исполнительным органом.

В зависимости от требований, предъявляемых циклом работы машины, скоростей и усилий, величин перемещений и расположения цилиндра в машине, применяются различные конструкции, которые могут быть разделены на три группы:

- 1) цилиндры двустороннего силового действия;
- 2) цилиндры одностороннего силового действия;
- 3) цилиндры, предназначенные для угловых перемещений (цилиндры поворотного действия).

1. Цилиндры двустороннего силового действия

Для перемещения поршня или цилиндра в разные стороны необходимо воздействие гидравлической силы. Конструкции на схемах 1—12 (рис. 90) относятся к цилиндрам двустороннего силового действия.

Скорость перемещения поршня или цилиндра определяется зависимостями:

$$v_1 = \frac{Q}{0,785(D^2 - d_1^2)}; \quad v_2 = \frac{Q}{0,785(D_2 - d_2^2)}$$

где Q — количество жидкости, поступающей в цилиндр;

D — диаметр цилиндра;

d_1, d_2 — диаметры штока.

При подводе равного количества жидкости попеременно в правую и левую полости цилиндра поршень (или цилиндр) перемещается с одинаковой скоростью, если $d_1 = d_2$. Цилиндры, выполненные по схемам 1 и 2, нашли применение преимущественно в станках шлифовальной группы.

Если цилиндр неподвижен, то жидкость подводится к нему как правило, по жестким трубопроводам; при подвижном цилиндре (схемы 2, 3) жидкость подводится к полостям цилиндра через отверстие в штоке или же через цилиндр с использованием гибких шлангов в тех случаях, когда величина хода цилиндра мала.

В цилиндро-поршневых группах, выполненных по схемам 1 и 2, диаметры штоков выбираются минимальных размеров при условии работы их на растяжение.

В схеме 3 диаметры штоков не одинаковы; поршень неподвижен и жидкость к полостям цилиндра подводится через шток большого диаметра, закрепленного в кронштейне.

В цилиндрах (схемы 1, 2 и 3) два уплотнительных устройства для штоков и два кронштейна (схемы 1 и 2), необходимые для крепления штоков к столу, значительно увеличивают их габариты по длине, что усложняет применение подобных конструкций в сте-

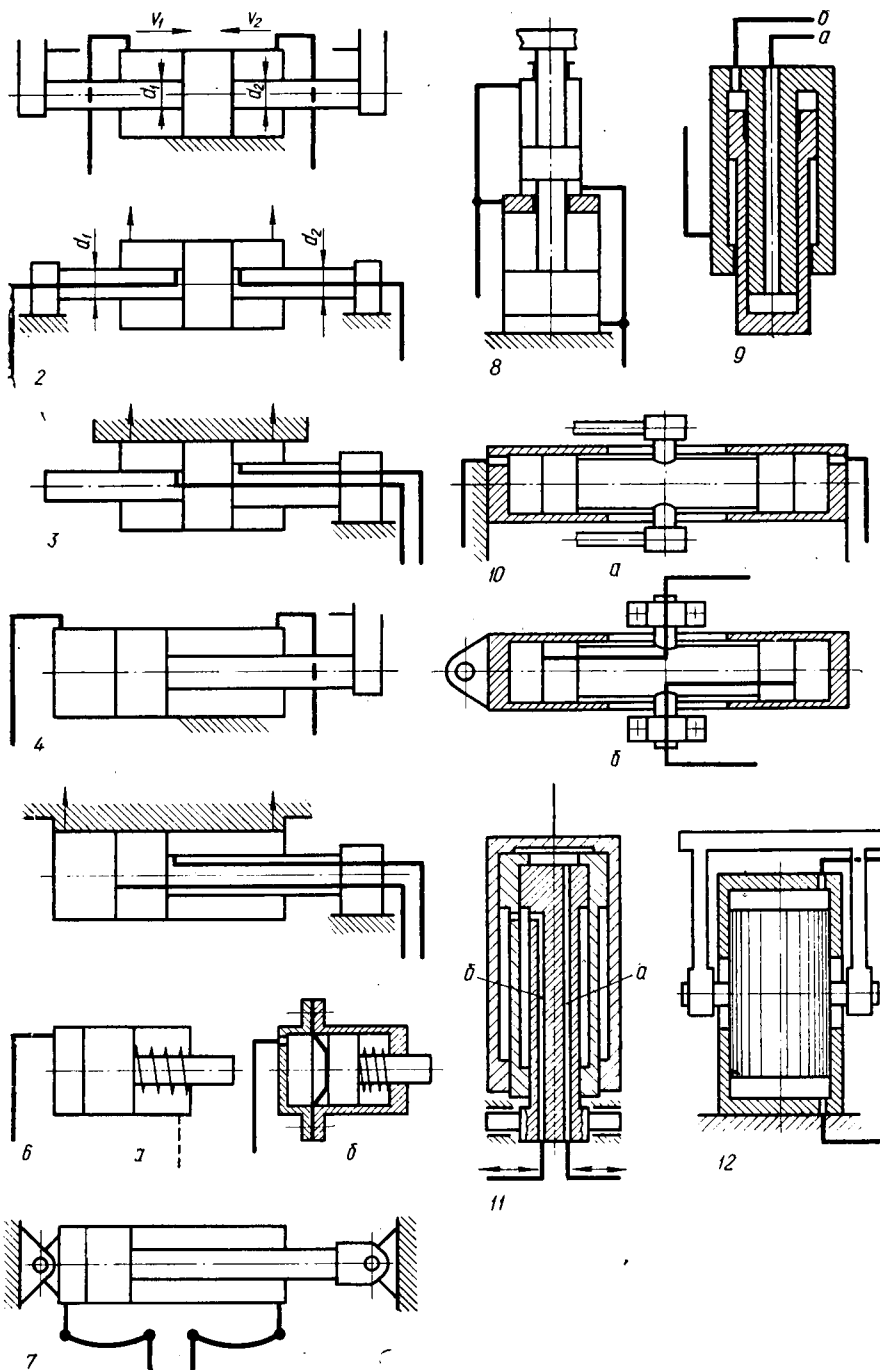


Рис. 90. Схемы цилиндров двухстороннего силового действия

сненных условиях. В конструкциях с подвижным цилиндром предусматриваются приспособления для отвода воздуха (на схемах 2 и 3 и в последующих схемах устройства для отвода воздуха условно показаны стрелками в верхних частях цилиндра).

Большое распространение в машинах получили цилиндро-поршневые группы с односторонним штоком (схемы 4—7) потому, что они проще и технологичней.

В цилиндро-поршневой группе, выполненной по схеме 4, скорости поршня в обоих направлениях при минимальном диаметре штока отличаются незначительно. Шток работает на растяжение при движении поршня влево и на сжатие — при движении вправо. Применение штока большой длины иногда ограничивается неблагоприятными условиями работы штока на продольный изгиб. Для получения быстрых перемещений поршня (например, влево по схеме 4) при минимальной производительности насоса диаметр штока выбирается большого размера.

Равенство скоростей прямого и обратного ходов можно получить при дифференциальном подключении к насосу цилиндра с односторонним штоком при условии, когда площадь штока вдвое меньше площади цилиндра (рис. 38,а).

Схема 5 отличается от предыдущей тем, что здесь подвижным является цилиндр и жидкость подводится через шток.

Для операций зажима, фиксации, торможения, включения и отключения муфт требуются небольшие перемещения. В этом случае цилиндро-поршневая группа нередко оформляется по схемам 6,а или 6,б. В схеме 6,а на поршень слева действует гидравлическая сила, заставляя его перемещаться вправо; отвод влево производится пружиной, расположенной со стороны штока. В схеме 6,б между поршнем и рабочей плоскостью цилиндра размещается диафрагма, через которую передается усилие поршню. Отвод поршня в исходное положение так же, как и в схеме 6,а, производится пружиной.

В цилиндре, выполненном по схеме 6,а, требуется тщательная подгонка поршня к цилиндру и введение уплотнительных устройств в поршне и штоке. Непроницаемость диафрагмы (схема 6,б) создаст герметичность соединения, поэтому нет необходимости в уплотнительных устройствах. Однако при равных диаметрах поршня габариты цилиндра, выполненные по схеме 6,б, увеличиваются за счет фланцевого соединения, необходимого для закрепления диафрагмы.

Гидроцилиндры с шарнирным креплением цилиндра и штока (схема 7) применяются в случаях, когда направление действующего усилия непрерывно изменяется во время работы. Качающийся цилиндр при больших боковых усилиях предотвращает изгиб штока.

Для совмещения направления действующих усилий с осью штока в узле крепления цилиндра и соединения штока применяют иногда сферические подшипники. Подвод и отвод жидкости в таких цилиндрах производится по гибким шлангам.

В схеме 8 показан комбинированный или сдвоенный цилиндр. При последовательном соединении цилиндров увеличивается эффективная площадь, а следовательно и усилие, развиваемое цилиндром. Сдвоенные цилиндры используются в тех случаях, когда невозможно применить один цилиндр большого диаметра из-за ограниченных габаритов. Применяются они в станках шлифовальной группы портального типа для уравнивания веса шлифовальной головки, в многорезцовых и карусельных станках для закрепления заготовки и др.

Для получения различных скоростей и усилий поршня или плунжера при питании цилиндра от насоса постоянной производительности в прессах и подъемниках применены суммирующие цилиндры (схема 9). Максимальную скорость и минимальное усилие плунжер развивает, когда жидкость подводится по магистрали *а*; меньшая скорость и большее усилие возникает при подводе жидкости по магистрали *б* и, наконец, максимальное усилие создает плунжер при минимальной скорости, когда жидкость от насоса поступает к цилиндру одновременно в обе магистрали *а* и *б*.

Цилиндро-поршневые группы, приведенные на схеме 10, относятся к категории цилиндров с бесштоковым поршнем, в которых подвижным может быть как поршень (10,а), так и сам цилиндр (10,б). Благодаря хорошему направлению поршня и более благоприятному нагружению (между опорами, а не на консоли, как у обычных цилиндров), он может воспринимать гораздо более высокие поперечные нагрузки. Допускаемое отклонение усилия нагрузки от оси поршня составляет $\pm 22^\circ$. При подвижном корпусе цилиндра подвод и отвод жидкости осуществляется через цапфы поршня (схема 10,б), поэтому отпадает необходимость в применении гибких шлангов, что влияет на надежность работы строительных, сельскохозяйственных, горных и других машин.

По параметрам и массе цилиндры такого рода конкурируют с обычными конструкциями, что подтверждается данными, приведенными в журнале «Schweiz Maschinenmarkt» (№ 27, 1972, с. 72—73). При больших ходах (выше 1,5—2 м) длина и масса таких цилиндров несколько превышают аналогичные показатели обычных конструкций. Подобные цилиндры рекомендуется применять для работы при давлениях в 25—40 МПа.

Телескопические цилиндры, состоящие из совмещенных двух и более цилиндров (схема 11), применяют для получения больших ходов. Жидкость к соответствующим полостям цилиндра поступает через два осевых отверстия в штоке; если под давлением жидкость будет подведена к отверстию *а*, то производится подъем цилиндров (начиная с наружного). Складывание происходит в обратном порядке под действием давления жидкости, когда жидкость от насоса направляется к отверстию *б*.

В телескопических цилиндрах одностороннего действия, получивших большое применение в подъемниках, складывание цилиндров (или телескопов) происходит за счет веса груза (нагрузки) или же собственного веса поднимаемого устройства.

Для перемещения плунжера с большой частотой при малой амплитуде может быть рекомендована конструкция, приведенная на схеме 12*. Отсутствие штока и уплотнительного устройства для штока уменьшает вес и инерционность такой конструкции.

2. Цилиндры одностороннего силового действия и комбинированные

В цилиндрах двустороннего силового действия особые требования предъявляются к обработке внутреннего диаметра цилиндра. При большой длине цилиндра эта операция трудоемка, дорогостоящая, требует специального оборудования и оснастки.

В практике машиностроения получили большое распространение цилиндры одностороннего действия, в которых отсутствует поршень, а усилие передается непосредственно штоком (рис. 91, схемы 1, 2).

В схеме 1 цилиндр неподвижен и расположен вертикально. Подъем каретки (или другого устройства) производится штоком, на всю площадь которого действует давление жидкости; движение вниз (в исходное положение или на определенную величину) происходит под действием собственного веса штока и каретки, когда цилиндр подключен к баку.

Для уменьшения массы штока нередко изготавливают из трубы. С помощью доньшка в верхней части шток разгружается от сжимающих усилий, которые при большой его длине могут вызвать продольный изгиб.

Общее усилие, передаваемое штоком,

$$0,785pD^2 = 0,785p(D^2 - d^2) + 0,785pd^2,$$

где p — давление в полости цилиндра;

D — наружный диаметр штока;

d — внутренний диаметр штока.

Усилие $0,785 p(D^2 - d^2)$ сжимает шток, а усилие, равное $0,785 pd^2$, воспринимается непосредственно доньшком штока.

При вертикальном расположении цилиндра с полым штоком следует помнить о возможности возникновения воздушной подушки у доньшка штока, поэтому необходимо предусматривать устройство для периодического или постоянного отвода воздуха (условно показано стрелкой a).

На схеме 2 шток неподвижен, а цилиндр жестко прикреплен к исполнительному органу. Жидкость в этом случае подводится через шток или цилиндр, однако во втором случае возникает необходимость в гибких соединениях.

Для получения возвратно-поступательного движения с заданными скоростями в гидросистеме с цилиндрами одностороннего

* А. с. 183455 (СССР). Гидравлический цилиндр двойного действия /А. С. Больших, А. Г. Тер-Симонян. — Оpubл. 24.08.66.

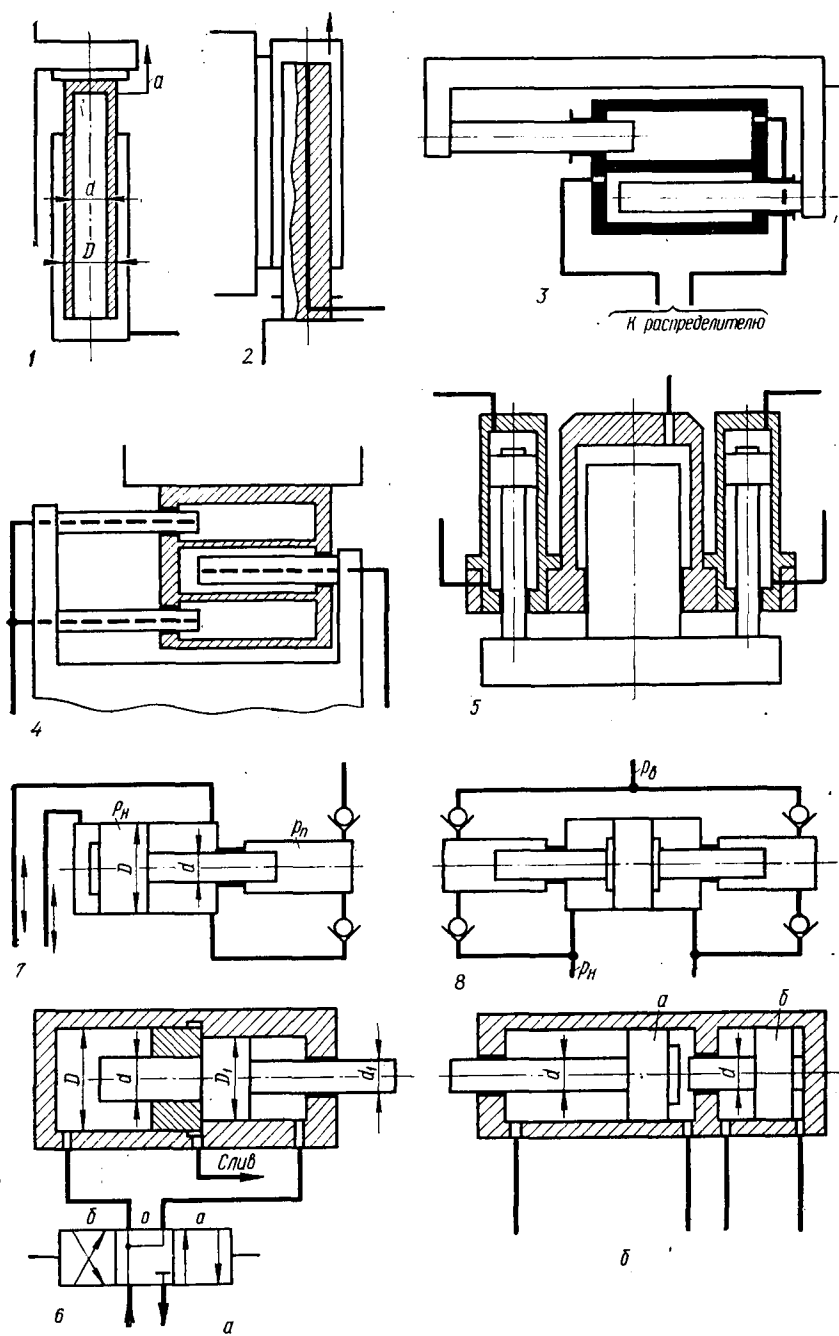


Рис. 91. Схемы цилиндров одностороннего силового действия и комбинированные

силового действия необходимо иметь минимум два цилиндра. Если штоки закреплены через кронштейны с салазками или столом, как показано на схеме 3, то жидкость подводится к цилиндру при помощи жестких труб.

Вторым конструктивным решением этой принципиальной схемы является цилиндро-поршневая группа с подвижными цилиндрами. В этом случае жидкость при помощи жестких труб подводится к штокам или гибкими соединениями — к цилиндрам. Первое решение с подвижными штоками в некоторых случаях является более приемлемым, так как штоки легче цилиндров, а поэтому при возвратно-поступательном движении создаются меньшие инерционные силы, что важно при больших скоростях перемещения.

Наконец, третьим конструктивным решением является применение штоков различных диаметров, что дает возможность получать разные скорости при подводе равного количества жидкости к цилиндрам в единицу времени.

Два цилиндра обычно удобнее располагать симметрично геометрической оси стола или бабки. Так и следует поступать, когда действующие в процессе работы усилия невелики и не предъявляются повышенные требования к точности работы механизма. Если же нагрузки во время работы большие, то возникающий момент в горизонтальной плоскости (при горизонтальном расположении цилиндров) или в вертикальной (при вертикальном расположении цилиндров) создаст дополнительные усилия на направляющих стола, вызовет повышенный их износ и, как следствие, появление люфтов и перекосов.

Расположение цилиндров в вертикальной плоскости симметрично оси стола (один под другим), значительно усложняет конструкцию станины и способ крепления как цилиндров, так и плунжеров.

При двух цилиндрах, из которых один предназначен для рабочего хода, а другой для холостого перемещения стола, следует стремиться к симметричному расположению рабочего цилиндра относительно стола.

В рабочих органах с короткими направляющими, а также в тех случаях, когда требуется повышенная точность работы, например станка (хонинговального, шлифовального и др.), нашли применение цилиндры одностороннего силового действия с тремя цилиндрами, выполненными по схеме 4. Средний цилиндр располагается по геометрической оси стола, каретки или бабки, а два боковых — симметрично ему. Размеры плунжеров и цилиндров выбираются в зависимости от направления и величины действующих сил и скоростей. Если средний цилиндр осуществляет быстрое перемещение, то диаметр плунжера этого цилиндра принимают равным диаметру бокового плунжера или же меньшего размера. При равных диаметрах цилиндров и плунжеров конструкция будет технологичней.

Преимуществом цилиндров одностороннего силового действия является то, что не нужна тщательная обработка внутренней поверхности цилиндра; вполне достаточна грубая обработка или очи-

стка для удаления окалины, ржавчины, если цилиндр изготавливается из трубы.

На схеме 5 (рис. 91) показана конструктивная схема цилиндро-поршневой группы термопластавтомата. Средний цилиндр с плунжером одностороннего действия развивает большие усилия, необходимые для окончательного формообразования изделия, а боковые, размещенные симметрично относительно среднего двустороннего силового действия, предназначены для отрыва плиты после завершения процесса прессования, быстрого подвода и отвода плиты.

Представляет интерес комбинированный цилиндр, поршень которого фиксируется в промежуточном положении *a* (схема б). В цилиндре имеется два поршня, из которых поршень диаметром D_1 соединен со штоком, а поршень диаметром D свободно скользит в цилиндре и на штоке (плавающий). Направление движения поршней зависит от положения золотника в распределителе. В положении *a* оба поршня перемещаются вправо, причем вначале давление воспринимается плавающим поршнем D , а после подхода его к уступу — площадью штока $f=0,785d^2$. С переводом золотника в положение *б* поршень направляется влево, а давление воздействует на площадь $F_1 = 0,785(D_1^2 - d_1^2)$. При среднем (нулевом) положении золотника в распределителе цилиндр подключен по дифференциальной схеме. Плавающий поршень со штоком будет перемещаться вправо, поскольку суммарная площадь с левой стороны превышает полезную площадь справа. Подойдя к уступу в цилиндре, поршень остановится и, так как его полезная площадь уменьшается до величины $0,785d^2 < 0,785(D_1^2 - d_1^2)$, зафиксировается результирующей силой P_p , воздействующей на шток с поршнем,

$$P_p = 0,785p(D_1^2 - d_1^2) - 0,785pd^2 = 0,785p(D_1^2 - d_1^2 - d^2).$$

Промежуточное фиксированное положение обеспечивается также сдвоенным цилиндром (схема б,б), в котором основной поршень *a* может занимать крайние положения. Фиксация поршня *a* в некотором положении произойдет после перемещения поршня *б* полностью влево (по схеме), так как эффективная площадь поршня *б* справа больше эффективной площади поршня *a* с левой стороны на величину площади штока. Фиксированное расположение поршня определяется длиной штока поршня *б*.

3. Преобразователи *

Требования, предъявляемые к гидроприводу некоторых прессов, термопластавтоматов, станков для накатки резьбы и других, характеризуются большими кратковременными давлениями (порядка 50—60 МПа и более) и малыми расходами. Получить указанные давления при помощи серийно изготавливаемых насосов и

* В технической литературе эти устройства назывались мультипликаторами, трансформаторами и усилителями.

транспортировать жидкость под таким давлением через нормализованные аппараты нельзя, так как они рассчитаны на давления значительно меньшие.

В таких случаях применяются преобразователи, которые встраиваются в систему между насосом и цилиндром высокого давления. Простейшая конструкция преобразователя одинарного действия и схема подключения его в систему показана на рис. 91 (схема 7). К цилиндру большого диаметра D жидкость от насоса подводится под давлением p_n , а при этом усилии, развиваемое цилиндром, будет $0,785p_nD^2$, равное $0,785p_нд^2$, где p_n — выходное давление и d — диаметр плунжера преобразователя.

Если пренебречь силами трения, то коэффициент усиления, создаваемый преобразователем,

$$K = \frac{D^2}{d^2} = \frac{p_n}{p_н},$$

откуда $p_n = p_н \frac{D^2}{d^2}$.

Преобразователи одинарного действия не могут длительное время создавать равномерный расход жидкости и нуждаются в холостом ходе, который необходим для зарядки его штоковой полости.

Преобразователи двойного действия (схема 8) лишены указанного недостатка и обеспечивают практически равномерную подачу жидкости под высоким давлением. Для реверсирования поршня с двусторонним штоком, которыми попеременно выжимается в систему жидкость под высоким давлением $p_в$, в станкостроении и прессостроении применяется несколько способов.

На рис. 92 показана схема преобразователя 3 двойного действия и аппаратура, необходимая для создания автоматического реверса и распределения жидкости в преобразователе.

При движении поршня 2 в любом направлении в моменты открытия проточки $в$ в магистрали, на которой расположено сопротивление $б$ (дроссель) и реле 5 давления (типа Г62), возрастает давление, определяемое сопротивлением. Пружина реле давления, настроенная на величину $p_1 < \Delta p$, где Δp — перепад давления в сопротивлении. Поэтому с открытием проточки $в$ срабатывает реле давления — включается микровыключатель, от которого по электрической цепи получают команду электромагниты распределителя 1. После этого золотник в распределителе займет положение, предположим, $б$ вместо $а$.

Таким образом происходит изменение направления тока жидкости в полости низкого давления преобразователя и реверс поршня 2. Золотник обратного клапана двустороннего действия 4 в момент реверса поршня автоматически перебрасывается из одного крайнего положения в другое, удерживая высокое давление в цилиндре.

Конструктивная схема преобразователя, управляемого только гидравлической аппаратурой, показана на рис. 93. Переключение золотника в распределителе 1 из положения $а$ в положение $б$ или

наоборот производится следующим образом. В цилиндре к средней проточке по магистрали 6 подведена жидкость под давлением от насоса, а симметрично расположенные боковые проточки подключены магистралями 2 и 5 к торцовым камерам распределителя 1. На поршне преобразователя ширина выточек S больше ширины перемычек S_1 между проточками в цилиндре. При движении поршня, например вправо, реверс произойдет тогда, когда выточка $в$ перекроет проточки, к которым подведены магистрали 5 и 6. Жидкость под давлением устремится к правой торцевой камере распределителя, а при этом золотник в нем переместится из положения a в $б$. Произойдет реверс, после чего из полости преобразователя 3 через обратный клапан начнет вытесняться жидкость к цилиндру высокого давления. С перекрытием проточек, к которым подведены магистрали 6 и 2, выточкой $д$ снова произойдет реверс.

Подвод жидкости к полостям высокого давления 3 и 4 из полостей преобразователя низкого давления происходит через радиальные и осевые отверстия в штоках и обратные клапаны, встроенные в штоки.

Сопротивления 7 и 8 (или дроссели) необходимо отрегулировать так, чтобы не возникало значительного уменьшения давления в магистрали, идущей от насоса, в моменты подключения боковых проточек в цилиндре к магистрали 6.

Работа преобразователя непрерывного действия 10, подключенного к насосу 2 и силовому цилиндру 14, происходит по сложному циклу (рис. 94). В первый период цикла поршень цилиндра 14 быстро перемещается вправо до смыкания литьевой формы, преодолевая при этом противодействие и силы трения, которые возникают в подвижных элементах всего механизма. Подвод жидкости в поршневую часть цилиндра 14 в этот период производится от насоса 1 через трехпозиционный распределитель 21 и от преобразователя 10. При смыкании форм давление в цилиндре увеличивается и, когда оно достигнет величины p_1 , срабатывает реле давления 22, от микровыключателя которого поступает команда по электрической цепи к электромагниту аппарата 23 и к органам управления распределителя 21 (на рис. 94 не показаны). В распределителе 21 золотник установится в нулевое положение, при котором насос 1 подключается к баку.

Во втором периоде цикла (после смыкания форм) жидкость направляется только от насоса 2 через преобразователь к цилиндру 14. Происходит это так. Когда золотник в распределителе 4 займет, предположим, положение $б$, то под давлением окажутся левые полости преобразователя: штоковая 7 и плунжерная 9. При этом поршень 13 вместе с плунжерами начнет перемещаться вправо, выжимая жидкость из полости 15 через распределитель 4 в бак, а из полости высокого давления 17 — через обратные клапаны 16 и 12 к цилиндру. С открытием кольцевой проточки 19 левый торец распределителя 4 окажется под давлением и золотник в распределителе сместится в положение a . Изменятся направление тока жидкости после распределителя 4 и движение поршня 13 преобразо-

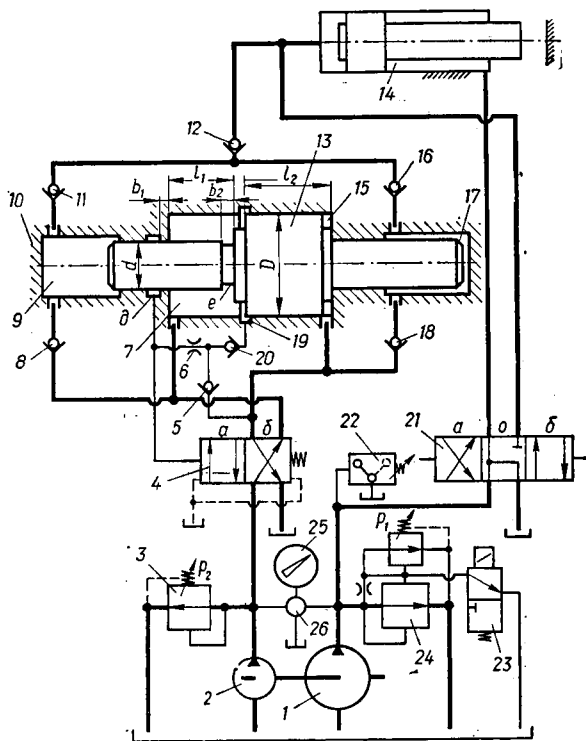


Рис. 94. Принципиальная схема преобразователя непрерывного действия

вателя. Теперь жидкость под высоким давлением будет поступать к цилиндру из полости 9 через обратные клапаны 11 и 12. В левой полости распределителя 4 сохраняется постоянное давление, так как при движении поршня преобразователя влево эта полость будет подключена к насосу через обратный клапан 5 и демпфер 6. Когда поршень 13 пройдет путь влево, равный l_1 , то через кольцевые проточки d в корпусе и e на штоке левая полость распределителя 4 соединится с баком, а золотник в распределителе под действием пружины вернется в исходное положение b . С этого момента снова начнется движение поршня 13 вправо.

Для получения автоматического реверса в преобразователе необходимо выдержать такое соотношение размеров: ширина проточки $b_2 > b_1$ и длина $l_2 > l_1$.

Обратный клапан 5 предотвращает падение давления в полости 7 в моменты открытия проточки 19, а клапан 20 препятствует проникновению жидкости под давлением в полость 7 после реверса.

Для ускоренного перемещения поршня в цилиндре 14 влево золотник в распределителе 21 следует перевести в положение b . Преобразователь при этом также работает, однако из полостей высокого давления 9 и 17 жидкость попеременно отводится в бак через

распределитель 21. Для загрузки (подключения к баку) насоса большей производительности 1 может быть использован предохранительный клапан с переливным золотником 24 (типа Г52), управляемый золотником 23.

4. Цилиндры поворотного действия

Для получения возвратно-поворотных движений, необходимых для управления, деления, фиксации, крепления и других операций, нашли применение цилиндры (или гидродвигатели) *поворотного действия* (рис. 95, схемы 1, 2, 3, 7 и 8), *речные гидродвигатели* (схемы 4, 5 и 9) и *цилиндры с бесштоковым поршнем* в сочетании с цепной передачей (схема 6).

В цилиндрах поворотного действия лопатки или лопасти жестко связаны с валом. Поворот вала происходит под действием давления жидкости на лопасть (или лопасти). От вала через кривошипный или храповой механизм, муфту обгона или зубчатую передачу вращение передается рабочему органу. Уплотнение лопатки производится по торцовым и радиальным поверхностям точной подгонкой сопрягаемых мест или же введением промежуточных уплотнительных деталей; уплотнение вала осуществляется специальными манжетами или же подпружиненными сухарями.

Создать герметичность в гидроцилиндре поворотного действия лопастного типа значительно сложнее, чем в цилиндрах возвратно-поступательного движения, особенно для высоких давлений.

Расчетная величина крутящего момента M на валу поворотного гидродвигателя определяется зависимостью

$$M = \frac{z\Delta p b}{8}(D^2 - d^2), \quad (61)$$

где z — количество лопаток;

Δp — перепад давления между рабочей и сливной полостями;

b — ширина лопатки;

D — наружный диаметр лопатки;

d — диаметр вала.

Возвратно-поступательное движение сдвоенного поршня с рейкой (схема 4), штока-рейки (схема 5), цилиндра с бесштоковым поршнем (схема 6) или плунжером (схема 9) преобразуется в поворот шестерни или звездочки цепной передачи.

Особый интерес представляет речной гидродвигатель * (схема 9). Гидродвигатель создает возвратно-вращательное движение шестерни 6 выходного вала с частотой до 800 Гц. Когда золотник 1 отжат влево до упора, жидкость под давлением поступает к каналу 2 под торец плунжера 3 (рис. 95). Нижняя полость под плунжером с рейкой 10 соединена со сливом через канал 12 и 13. Шестерня при этом вращается по часовой стрелке. В крайнем верхнем

* Strohmayer Kalman, Papp Gynla, Hyjber Lqszló. Пат. 152823 (ВНР). Hydromotor alternqlózgására. — Опубл. 15. 08 66.

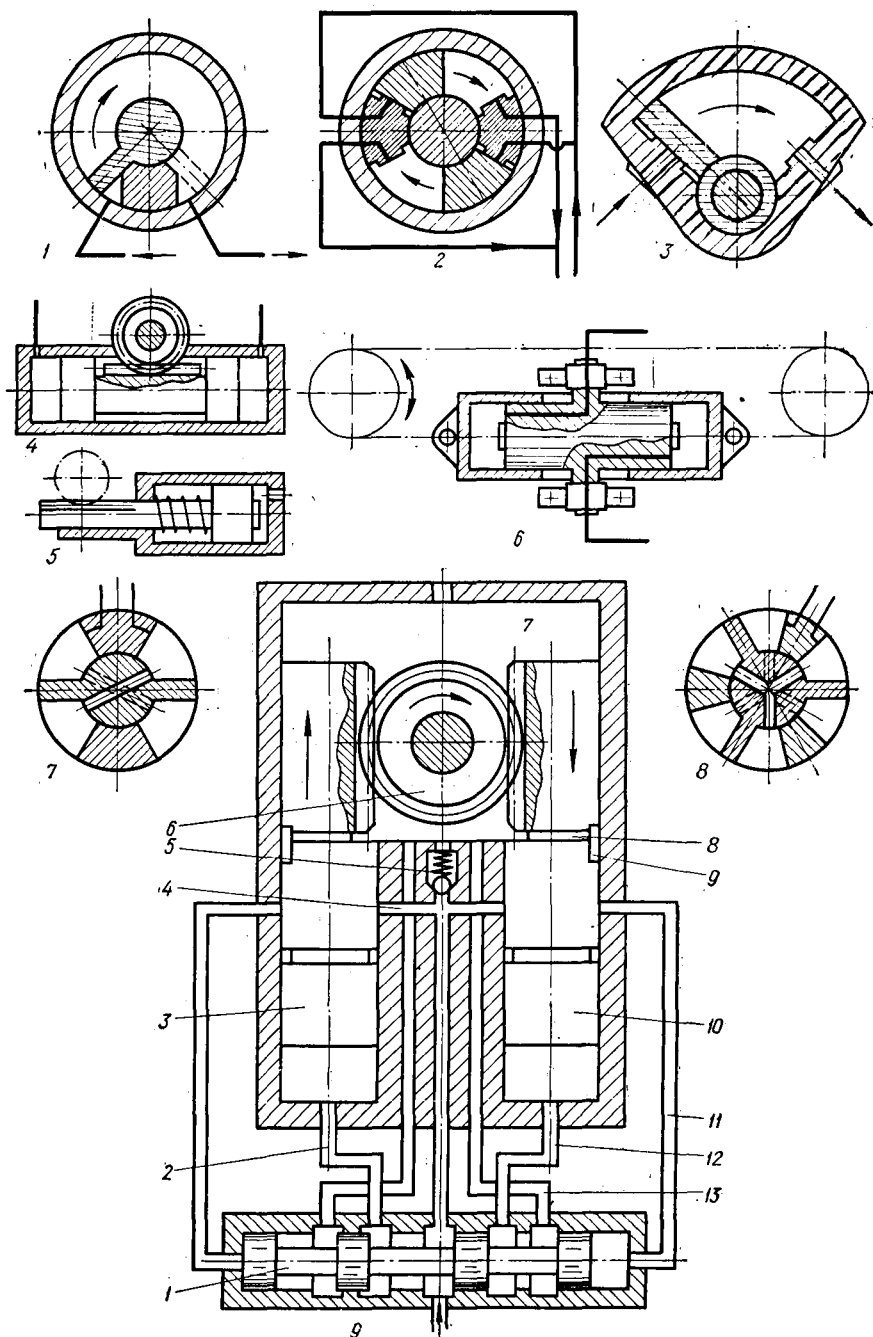


Рис. 95. Схемы цилиндров, предназначенные для возвратно-поворотных движений

положении плунжера 3 и крайнем нижнем положении плунжера 10 соответственно проточка на плунжере 3 совмещается с каналом 4, в котором всегда жидкость находится под давлением. Канал 11 соединяется со сливной полостью 7 через шпоночный паз 9 и проточку 8, в результате чего золотник 1 отжимается в правое положение до упора. После такого переключения плунжеры начнут перемещаться в обратных направлениях.

Клапан шарикового типа 5 предусмотрен для предохранения гидродвигателя от перегрузок.

5. Оптимальное рабочее давление в гидроцилиндре

В большинстве случаев выбор параметров гидравлического цилиндра не связан с какими то особыми ограничениями. Для определения размеров цилиндра решающим является усилие, воспринимаемое поршнем, ход его и эксплуатационное давление.

Из формулы $P = F/p$, где P — усилие, развиваемое цилиндром, F — площадь поршня и p — давление в рабочей полости цилиндра, получаем необходимые величины при выборе параметров цилиндра, причем решающей величиной является давление.

Считают, что с повышением давления и соответственно с уменьшением размеров цилиндра-поршневой группы улучшаются экономические показатели. Однако с повышением давления увеличивается толщина стенок цилиндра и трубопроводов, повышается точность изготовления, усложняется конструкция уплотнительных устройств для подвижных и неподвижных соединений, возникает необходимость в применении более дорогостоящих насосов и аппаратуры. Поэтому с повышением давления появляется ряд противоречивых требований, влияющих на экономическую эффективность. Ряд факторов, таких как долговечность установки (а следовательно, и цилиндра-поршневой группы) и текущие эксплуатационные расходы на протяжении ряда лет, могут изменить представление об экономичности. Сказываются также затраты, связанные с периодической заменой масла.

В связи с возрастающим влиянием экономичности целесообразно проанализировать отдельные зависимости и их влияние.

Анализ произведен для цилиндров подъема с большой нагрузкой при сравнительно небольшом ходе поршня и при условии, что определенный груз в течение постоянного отрезка времени перемещался на заданную высоту. Высота подъема поршня при нагрузке в 100 т составляла 500 мм. Минимальный диаметр штока определен из условий прочности.

На рис. 96 показана конструктивная схема цилиндра-поршневой группы. Размеры цилиндров для различных рабочих давлений при постоянной нагрузке приведены в табл. 16 [31].

При постоянной рабочей скорости 0,008 м/с и ходе поршня 500 мм были определены расход жидкости, размеры цилиндра, полученные из условий прочности, и их масса (рис. 97).

Возможно некоторое спрямление кривой при условии приме-

Рис. 96. Схема цилиндра

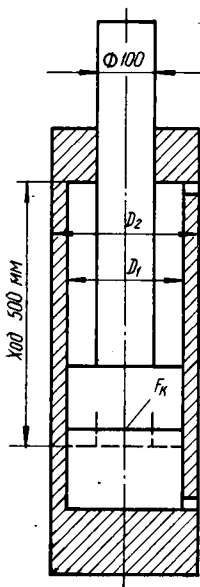


Рис. 97. График зависимости:

1 — веса цилиндра от давления; 2 — стоимости изготовления от давления; 3 — суммарные затраты на изготовление цилиндра

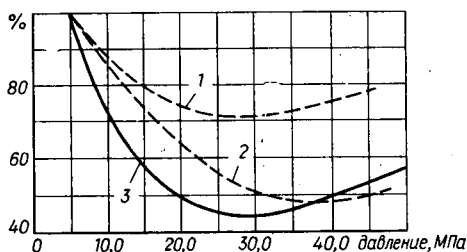


Таблица 16

Давление, МПа	Площадь поршня, м ²	D_1 , м	D_2 , м	Ход поршня, м	Скорость перемещения, м/с	Расход, м ³ /с	Масса цилиндра, кг
5	0,2	0,5	0,52	0,5	0,008	$1,66 \cdot 10^{-3}$	390
15	0,0667	0,29	0,32	0,5	0,008	$0,57 \cdot 10^{-3}$	220
30	0,0334	0,2	0,25	0,5	0,008	$0,28 \cdot 10^{-3}$	185
45	0,0222	0,17	0,245	0,5	0,008	$0,19 \cdot 10^{-3}$	210

ния легких материалов для низких давлений и легированных сталей для давлений высоких, однако замена материала не даст ощутимой экономии, так как возрастут затраты на стоимость материала и расходы, связанные с обработкой.

Если исходить из одинаковых способов обработки, а также числа проходов от черновой обточки до хонингования и суммировать все расходы, то общие затраты с повышением давления, как это видно из рис. 97, падают до некоторого предела.

В гидросистеме обязательно является бак, насос, распределитель, предохранительный клапан и магистрали с соответствующими соединениями. При давлении 5 МПа и расходе 100 л/мин можно применить насос шестеренный или лопастной двойного действия, для давлений в 15 или 30 МПа расходом соответственно 33,4 и 16,7 л/мин — насос аксиально-поршневой или эксцентриковый и, наконец, при давлении 45 МПа и расходе 11 л/мин — поршневой насос высокого давления. Стоимость насосов высокого давления значительно больше шестеренных и лопастных, стоимость аппара-

туры пропорциональна стоимости насосов, а величина и стоимость баков пропорциональна расходу.

Можно констатировать, что оптимальным рабочим давлением является давление 25—30 МПа, при котором получается наибольший экономический эффект. В некоторых случаях возможны отклонения.

Дальнейшее совершенствование материалов, внедрение более рациональных технологических процессов и оснастки, а также удешевление насосов высокого давления, вероятно, расширят область применения более высоких давлений. При этом анализе стоимость электродвигателя насоса не принимают во внимание, так как мощность его при всех условиях одинакова.

6. Усилия и давления в цилиндро-поршневой группе

Усилие, развиваемое силовым цилиндром, зависит от давления и полезной площади цилиндра. Если размеры цилиндра выбраны, то конструктор должен определить давления при различных режимах работы цилиндра.

Следует иметь в виду, что в периоды разгона, установившегося движения и торможения (перед реверсом) в цилиндре возникают различные давления. Это особенно проявляется при перемещениях больших масс и при малых расстояниях, отведенных для разгона и торможения.

Приведем методику определения давлений в цилиндре. Однако она не учитывает всех факторов, влияющих на изменение давления, и является приближенной.

В расчетной схеме цилиндра с односторонним штоком (рис. 98) устройство предназначено для перемещения стола с заготовкой на заданное расстояние.

Условие равновесия поршня цилиндра при установившейся скорости выражается следующей зависимостью:

$$0,785(D^2 - d^2)p_p = Gf + T_2 + T_3 + 0,785D^2p_{np}, \quad (62)$$

где G — вес стола и заготовки;

T_2, T_3 — силы трения, возникающие в уплотнениях, соответственно штока и поршня;

p_p — давление в штоковой полости;

p_{np} — противодействие в поршневой полости;

f — коэффициент трения.

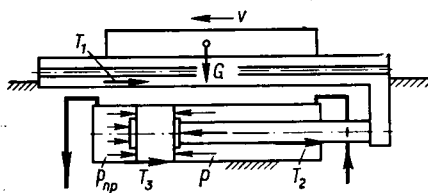


Рис. 98. Расчетная схема цилиндра

Коэффициент трения для чугунных направляющих в момент трогания принимается равным 0,15; при низких скоростях и установившемся движении — 0,1—0,12; при больших скоростях (выше 0,05 м/с) и хорошей смазке — 0,05—0,08.

Если для уплотнения штока и

поршня применены резиновые манжеты (ГОСТ 6969—54) или же манжеты уменьшенного сечения (ГОСТ 14896—74), то силы трения, создаваемые этими уплотнениями,

$$T_2 = \pi dbk \text{ и } T_3 = \pi Dbk, \quad (63)$$

где D , d — уплотнительные диаметры;

b — ширина уплотнения;

k — напряжение силы трения (удельное трение) (по данным ЭНИМС, при работе на минеральном масле $k = 0,22$ МПа).

Если в поршне для уплотнения применены металлические кольца (например, из чугуна), то

$$T_3 = \pi Db (ip_k + p) f_1, \quad (64)$$

где D , b — соответственно диаметр и ширина кольца;

i — количество поршневых колец;

p_k — давление кольца на внутреннюю поверхность цилиндра (принимается 0,09—0,1 МПа);

p — уплотняющее давление;

f_1 — коэффициент трения (при установившемся давлении — 0,07, при разгоне — 0,15).

Противодавление $p_{пр}$ зависит от сопротивления, которое оказывают трубы, соединения и аппаратура, расположенная на магистрали слива.

В период разгона стола с заготовкой до скорости установившегося движения условия равновесия поршня цилиндра определяются зависимостью

$$0,785(D^2 - d^2)p_p = P_{ин} + Gf' + T'_2 + T'_3 + 0,785D^2p_{пр}, \quad (65)$$

где $P_{ин} = ma = \frac{G}{g} \cdot \frac{v_{ср}^2}{2l_p}$ — сила инерции;

m — масса подвижных частей;

a — ускорение;

g — ускорение силы тяжести;

$v_{ср}$ — средняя скорость в момент разгона;

l_p — путь, пройденный столом во время разгона;

f' — коэффициент трения в момент трогания;

T'_2, T'_3 — силы трения, возникающие в уплотнениях штока и поршня в момент трогания;

p_p — давление во время разгона.

С некоторым приближением можно принять, что

$$T_2 + T_3 + 0,785D^2p_{пр} \cong T'_2 + T'_3 + 0,785D^2p_{пр} = A.$$

Подставив значения в формулу (65), получим:

$$P_{раз} = 0,785(D^2 - d^2)p_p = \frac{Gv_{ср}}{2gl_p} + Gf' + A.$$

Обозначим

$$\frac{v_{cp}^2}{2gl_p} = k, \quad (66)$$

тогда

$$P_{раз} = G(k + f') + A. \quad (67)$$

Формулы, по которым определяют усилия, возникающие в цилиндре во время разгона и торможения с учетом расположения цилиндра и направления движения рабочего органа, приведены в табл. 17.

Таблица 17

Расположение цилиндра	Движение рабочего органа	Режим работы	
		Разгон	Торможение
Горизонтальное		$G(k + f') + A$	$G(k - f') - A$
Вертикальное	Подъем	$G(k + 1) + A$	$G(k - 1) - A$
	Опускание	$G(k - 1) - A$	$G(k + 1) + A$

Общее время, необходимое для перемещения стола на определенное расстояние,

$$t = t_p + t_y + t_T,$$

где t_p , t_y , t_T — время, идущее соответственно на разгон, установившееся движение стола и торможение;

$$t_p = \frac{2l_p}{v_{cp}}; \quad t_y = \frac{l_y}{v_{cp}}; \quad t_T = \frac{2l_T}{v_{cp}},$$

l_p , l_y , l_T — соответственно путь, пройденный столом при разгоне, установившемся движении и торможении;

$$v_{cp} = \frac{l}{t} k_t,$$

$k_t = 1,25$ — коэффициент, учитывающий потерю времени при разгоне и торможении.

Пример [31]. Цилиндр с односторонним штоком расположен в механизме горизонтально; перемещаемый груз $G = 200\,000$ Н; $l = 2$ м; $l_p = 0,02$ м; $l_y = 1,58$ м; $l_T = 0,4$ м; $d = 3,5$ см; $D = 10,0$ см; $t = 10$ с.

Средняя скорость

$$v_{cp} = \frac{l}{t} k_t = \frac{2 \cdot 1,25}{10} = 0,25 \text{ м/с.}$$

Время, необходимое для различных режимов движения стола:

$$t_p = \frac{2l_y}{v_{ср}} = \frac{2 \cdot 0,02}{0,25} = 0,16 \text{ с};$$

$$t_y = \frac{l_y}{v_{ср}} = \frac{1,58}{0,25} = 6,33 \text{ с};$$

$$t_T = \frac{2l_T}{v_{ср}} = \frac{2 \cdot 0,4}{0,25} = 3,2 \text{ с}.$$

Общее время $t \cong 9,7 \text{ с}$.

Определяем усилие, необходимое при разгоне без учета сил трения и противодействия,

$$P_{раз} = G(k + f') = 200\,000(0,156 + 0,15) = 61\,200 \text{ Н}.$$

Вычисляем k по формуле (66).

Давление, возникающее во время разгона стола (при подводе жидкости в штоковую полость),

$$p_p = \frac{P_{раз}}{0,785(D^2 - d^2)} = \frac{61\,200}{69} 10^4 \cong 9 \text{ МПа}.$$

При установившемся движении давление в цилиндре определяется в основном силами трения на направляющих стола. Так как коэффициент трения теперь будет меньше ($f = 0,1$), то

$$p_y = \frac{Gf}{0,785(D^2 - d^2)} = \frac{200\,000 \cdot 0,1}{69} 10^4 \cong 2,9 \text{ МПа}.$$

Чтобы цилиндр не работал все время в режиме разгона, предохранительный клапан насоса должен быть настроен на давление несколько большее p_p .

В момент торможения

$$P_T = G(k - f'),$$

где

$$k = \frac{0,25^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,4} = 0,0078;$$

$$P_T = 200\,000(0,0078 - 0,1) = -18\,440 \text{ Н}.$$

Отрицательное значение силы P_T означает, что на участке торможения к столу приложено усилие, совпадающее с вектором скорости.

Для торможения стола и остановки его без удара применяются различные тормозные и демпфирующие устройства, которые в данном случае должны быть подключены (учитывая большой вес стола) к обеим полостям цилиндра [4, 7, 31].

7. Расчет цилиндра на прочность

Гидроцилиндр нередко бывает объектом проектирования, поэтому толщина стенки цилиндра, параметры доньшка, резьбовых соединений и размеры других элементов конструкции должны быть

рассчитаны или обоснованы. Иногда параметры деталей выбираются из конструктивных или технологических соображений.

Для цилиндров толстостенных, нагруженных внутренним давлением и изготовленных из хрупких материалов, толщина стенки определяется по формуле Ляме

$$\delta = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{\sigma + p_y}{\sigma - p_y}} - 1 \right), \quad (68)$$

где δ — толщина стенки;

D — внутренний диаметр цилиндра;

σ — допускаемое напряжение растяжения;

p_y — условное давление жидкости, превышающее рабочее давление примерно на 25 %.

Для расчета цилиндров из вязких материалов, например из стали, пользуются такой зависимостью

$$R = r \sqrt{\frac{\sigma + 0,4p_y}{\sigma - 1,3p_y}} \text{ или } \sigma_1 = p_y \frac{0,4r^2 + 1,3R^2}{R^2 - r^2}, \quad (69)$$

где R, r — наружный и внутренний радиусы цилиндров;

σ_1 — действительное напряжение.

Запас прочности определяется по формуле

$$n \geq \frac{\sigma_t}{\sigma_1},$$

где σ_t — предел текучести при рабочей температуре стенки цилиндра.

Для цилиндров, работающих при давлениях до 30 МПа, запас прочности $n \geq 3$.

Расчет цилиндро-поршневой группы не ограничивается определением напряжения или толщины стенки цилиндра. При разработке новой конструкции следует обосновать параметры фланца, донышка, полуколец, которые нередко применяются для восприятия осевых нагрузок, проушин при шарнирном закреплении цилиндра; для цилиндров большой длины следует произвести проверку на устойчивость. Все эти расчеты приведены В. А. Марутовым [31].

8. Некоторые рекомендации по выбору материала для цилиндров

Кованые стальные цилиндры следует применять в случаях, когда рабочее давление превышает 20 МПа при длине цилиндра не более 700—800 мм.

Литые стальные цилиндры пригодны для давлений больших (до 50 МПа), но при скоростях движения плунжера не более 5 м/с, так как при резкой остановке возникший гидравлический удар может разрушить цилиндр.

Литые чугунные (из СЧ21-40) цилиндры применяются для давлений до 10 МПа, а высокосортный легированный чугун пригоден для давлений до 15 МПа.

В отечественном машиностроении для изготовления гильз цилиндров применяются горячекатаные бесшовные стальные трубы (ГОСТ 8752—70), а также холоднотянутые и холоднокатаные (ГОСТ 8734—75). Холоднотянутые трубы могут поставляться с высокой чистотой внутренней поверхности.

9. Тепловое удлинение цилиндров

При длительной работе силового цилиндра происходит нагрев масла и, как следствие, удлинение цилиндра. Расчет теплового удлинения цилиндра производится по формуле

$$\lambda = t\varepsilon L, \quad (70)$$

где t — температура масла, °С;

ε — коэффициент линейного расширения (для стали $\varepsilon = 0,00001199$);

L — длина цилиндра, мм.

Для цилиндра длиной 4000 мм при повышении температуры масла на 40°С удлинение

$$\lambda = 40 \cdot 0,00001199 \cdot 4000 \cong 1,9 \text{ мм.}$$

Из приведенного примера видно, что удлинение цилиндра велико, поэтому рекомендуется одну из опор цилиндра выполнять скользящей, а другую прикреплять к станине или к столу при неподвижном штоке. При этом следует иметь в виду, что крепежные болты или штифты полностью воспринимают усилие, возникающее в цилиндре. С целью разгрузки болтов и уменьшения их габаритов целесообразно применять шипы.

10. Соединение поршня со штоком

Конструкция соединения поршня со штоком зависит от выбранного типа уплотнения между поршнем и цилиндром, диаметра поршня, расположения цилиндра (горизонтальное или вертикальное), типа цилиндра (с односторонним или двусторонним штоком), его назначения и других факторов.

Способы соединения поршня со штоком, заимствованные из различных конструкций силовых цилиндров, показаны на рис. 99.

В конструкции (рис. 99,а) уплотнение поршня осуществляется круглыми кольцами. Для монтажа колец не требуется приспособлений, так как они изготовлены из маслостойкой резины и эластичны. Для подвижных соединений рекомендуется применять кольца с большим диаметром сечения, так как они длительное время сохраняют герметичность. Поршень к штоку крепят гайкой. Чтобы не было перетечек из одной полости в другую, между торцовыми

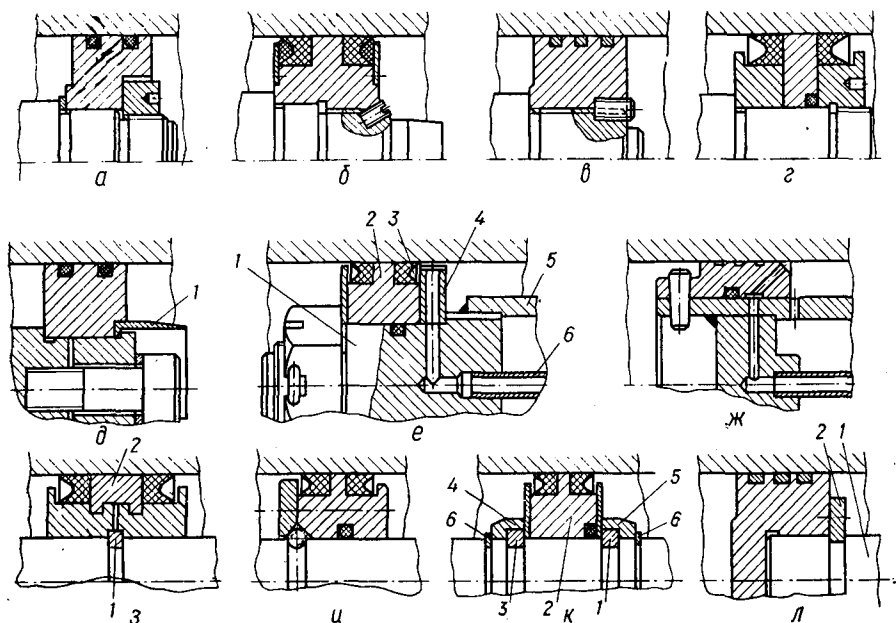


Рис. 99. Конструкции соединения поршня со штоком

поверхностями штока и поршня предусмотрено уплотнительное кольцо из мягкого материала.

В конструкции *б* поршень крепят к штоку стопорным винтом с резьбой. Для уплотнения поршня применены манжеты (по ГОСТ 6969—54) с распорными кольцами. Металлические кольца, расположенные по торцам поршня, предотвращают осевое смещение манжет. Манжеты создают высокую герметичность, поэтому применяются для уплотнения поршня и штока.

В варианте *в* применено резьбовое крепление поршня к штоку. Для уплотнения поршня выбраны чугунные поршневые кольца. Такое решение приемлемо при длительном сроке работы уплотнения на высоких скоростях поршня и, когда по условиям работы силового цилиндра допускаются утечки. Если требуется повышенная герметичность, а частая смена уплотнительных устройств не вызывает затруднений, то лучше применять манжеты. Следует только иметь в виду, что долговечность чугунных поршневых колец выше резиновых уплотнений.

В конструкции сборного поршня (рис. 99, *г*) легко монтируются на штоке манжеты, боковые кольца с буртиками и среднее кольцо-поршень, которое изготавливается из чугуна, бронзы, капрона или из стали с наплавкой бронзы.

В варианте *д* крепление поршня к штоку производится винтом через промежуточную втулку. Хвостовик *1* необходим для демпфирования жидкости в конце хода поршня (при торможении).

Конструкция, показанная на рис. 99,е, применяется в агрегатных и отделочно-расточных и других станках. Пустотелый шток 5 большого диаметра изготовлен из трубы, а к трубе приварена цапфа 1, на которой монтируется поршень с двумя манжетами. Закрепление поршня производится гайкой. Так как этот силовой цилиндр рекомендуется применять при вертикальной компоновке рабочего органа, то в утолщенном кольце 4 и в цапфе предусмотрены отверстия для отвода воздуха из штоковой полости через трубу 6. Однако полного удаления воздуха из замкнутой полости 3, которая в основном образована впадиной манжеты, не происходит. При горизонтальном расположении цилиндра для отвода воздуха из штоковой полости не нужны труба 6 и система отверстий.

В варианте ж уплотнение поршня обеспечивается точной подгонкой без применения уплотнительных устройств (что допустимо, когда давление в цилиндре не превышает 2—2,5 МПа). При больших давлениях для уплотнения поршня могут быть применены круглые поршневые кольца.

Поршень со штоком соединяется тремя коническими штифтами. Конструкция, выполненная по варианту ж, технологичней конструкции варианта е (рис. 99).

Для крепления поршня в средней части штока (в цилиндрах с двусторонним штоком) применяют разрезные кольца (схема з). Разрезное кольцо 1 предотвращает осевое смещение составных частей поршня и передает усилие штоку, а разрезное кольцо 2 служит для соединения половин поршня и является опорой для манжет (рис. 99).

Конструкция и* предлагает соединение штока с поршнем, которое обеспечивает возвратно-поступательное и вращательное движение штоку. Для крепления поршня используются шарики, расположенные в канавках штока и между скосами поршня и шайбы, жестко скрепленной с поршнем.

В конструкции к (рис. 99) для соединения поршня 2 и тормозных колец 4 и 5 со штоком использованы разрезные кольца 1 и 3, которыми воспринимается осевая нагрузка. Защемление на штоке поршня, тормозных колец и шайб, препятствующих осевому смещению манжет, осуществляется пружинными кольцами 6.

В преобразователях для повышения давления получила применение конструкция л. Поршень совершает рабочее движение только вправо (по чертежу). Поршень со штоком 1 соединяется разрезным кольцом 2, которое винтами крепится к поршню.

* А. с. № 226352 (СССР). Способ соединения поршня со штоком/Ю. В. Беклемишев. — Оpubл. 01.01.69.

АККУМУЛЯТОРЫ И ПРИМЕНЕНИЕ ИХ В ГИДРОФИЦИРОВАННЫХ МАШИНАХ

В современных машинах, оснащенных гидравлическими устройствами, особенно в прессах, термопластавтоматах, манипуляторах, в станках и автоматических линиях с целью повышения к. п. д. гидравлической системы, уменьшения мощности насоса, увеличения надежности работы системы и выполнения ряда вспомогательных функций применяют аккумуляторы. Как самостоятельный источник энергии, аккумулятор теперь широко используется в самолетах и управляемых снарядах. В горнорудной промышленности на принципе использования энергии аккумуляторов строятся гидромеханические машины для выработки угля и дробления горных пород; в тракторной промышленности аккумулятор используется для запуска двигателя и т. д.

Применение аккумуляторов, как показал опыт, дает значительный экономический эффект, а затраты, связанные с изготовлением их и вспомогательной аппаратуры, вскоре окупаются.

В качестве носителя потенциальной энергии в аккумуляторах используют груз, пружины или газ, в связи с чем они могут быть разделены на три группы: грузовые, пружинные и газогидравлические.

1. Аккумуляторы грузовые

Подобные аккумуляторы, как правило, состоят из цилиндропоршневой группы плунжерного типа (рис. 100, а). Груз, закрепленный на плунжере, располагается строго симметрично относительно плунжера. Постоянное давление независимо от положения плунжера создается весом груза и плунжера G , поэтому такой аккумулятор считают идеальным. Однако в покое и при движении плунжера, вследствие трения в уплотнении и инерции груза, давление в аккумуляторе несколько колеблется. Возникающие скачки давления в гидравлической системе (по разным причинам), ввиду инерции груза, грузовым аккумулятором демпфируются не полностью.

Грузовые аккумуляторы просты, однако громоздки, поэтому приходится их устанавливать на фундаментах вне цеха.

Величина грузов аккумуляторов зависит от площади поршня и рабочего давления. Развиваемое давление p и вес груза связаны такой расчетной зависимостью (без учета сил трения):

$$p = \frac{G_1 + G_2}{F} = \frac{4(G_1 + G_2)}{\pi d^2}, \quad (71)$$

где d — диаметр плунжера.

Дорогие и трудоемкие ремонты, а также большие затраты, необходимые для страховки грузов при аварии, вынуждают ограничивать применение грузовых аккумуляторов.

2. Пружинные аккумуляторы

Накопление потенциальной энергии в пружинном аккумуляторе происходит за счет упругой деформации пружины. Давление в таком аккумуляторе поддерживается одной пружиной (рис. 100,б) или несколькими (рис. 100,в). По мере разжатия пружины давление жидкости в аккумуляторе меняется. Пружинные аккумуляторы, обладая меньшей инерционностью, чем грузовые, применяются в гидросистемах для компенсации гидравлических ударов, а также для удержания давления (в каких-то пределах) в зажимных устройствах. Для больших расходов жидкости и давлений выше 2 МПа они оказываются громоздкими.

Расчет пружинных аккумуляторов производится по формуле

$$ct = (p_{\max} - p_{\min}) F, \quad (72)$$

где c — жесткость пружины;

t — ход пружины;

$p_{\max}$ и $p_{\min}$ — максимальное и минимальное давление в аккумуляторе;

F — площадь поршня (или плунжера).

Наибольший объем жидкости, накапливаемый аккумулятором за время зарядки,

$$Q = Fm = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{c} F^2. \quad (73)$$

3. Газогидравлические аккумуляторы

Сжимаемость газа используется для поддержания давления жидкости в аккумуляторе. Если в грузовом аккумуляторе давление почти постоянно и не зависит от расположения плунжера (или поршня), в пружинном оно изменяется пропорционально линейной характеристике, то в газогидравлическом аккумуляторе давление

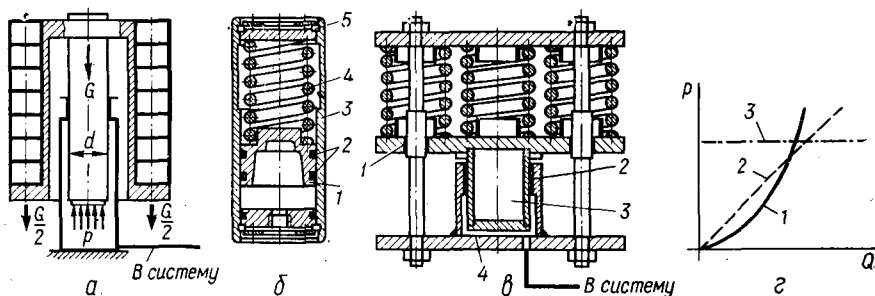


Рис. 100. Конструктивные схемы аккумуляторов:

а — грузовый; б — пружинный (с одной пружинной); 1 — поршень; 2 — уплотнительные кольца; 3 — цилиндр; 4 — пружина; 5 — разрезное кольцо; в — пружинный (с несколькими пружинами); 1 — направляющая втулка; 2 — уплотнение штока; 3 — шток с подвижной плитой; 4 — цилиндр с неподвижной плитой; г — теоретическая характеристика аккумуляторов: 1 — гидравлического; 2 — пружинного; 3 — грузового

жидкости изменяется по законам изменения давления в газах (рис. 100,2).

Благодаря сжимаемости газа газогидравлические аккумуляторы особенно пригодны как демпфирующие и упругие элементы. По конструктивным признакам они отличаются в зависимости от того, есть ли распределитель между жидкой и газовой средой или его нет. В отличие от газов жидкости обладают весьма слабой способностью аккумулировать энергию. Объясняется это малым относительным изменением объема жидкости даже при больших перепадах давления Δp .

Относительное изменение объема жидкости

$$\beta = -\frac{1}{\Delta p} \cdot \frac{\Delta V}{V}, \quad (74)$$

где V и ΔV — объем жидкости и изменение объема жидкости с увеличением давления.

Величина, обратная β , называется модулем упругости и обозначается через E .

Уравнение (74) после подстановки примет вид

$$\Delta V = -V \frac{\Delta p}{E}. \quad (75)$$

Работа, совершаемая поршнем для перемещения при постоянном перепаде давления

$$A_1 = V \Delta p. \quad (76)$$

Работа, идущая на сжатие жидкости, с некоторым приближением, может быть записана так:

$$A_2 = \Delta V \frac{\Delta p}{2}, \text{ или } A_2 = -V \frac{\Delta p^2}{2E}. \quad (77)$$

Составив соотношение работ, получим

$$\frac{A_2}{A_1} = -\frac{V \Delta p^2}{2V \Delta p E} = -\frac{\Delta p^2}{2E}. \quad (78)$$

Модуль упругости E для жидкостей, применяемых в гидросистемах, имеет величину порядка 1500—2000 МПа, а наибольшее давление в действующих установках немного превосходит 30 МПа.

Подставив в уравнение (78) реальные величины, получим

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{300}{2E} \leq \frac{1}{100}.$$

Это означает, что работа сжатия для жидкостей, т. е. энергия аккумулируемая в жидкости, очень мала по сравнению с работой перемещения. В газовых средах, как известно, работа, затрачиваемая на сжатие (аккумулирование), значительно больше работы, идущей на перемещение. Таким образом, аккумуляторы, называемые гидравлическими, по существу являются газовыми аккумуляторами, в которых жидкость лишь передает энергию.

Поэтому в дальнейшем, независимо от конструктивных особенностей, аккумуляторы с газовой средой будем называть газовыми или газогидравлическими.

4. Газогидравлические аккумуляторы без разделителя

В стационарных гидравлических установках применяются газогидравлические аккумуляторы без разделителя (рис. 101). Газ соприкасается с жидкостью, поэтому происходит проникновение газа в жидкую среду. Для уменьшения площади абсорбции и создания целесообразного соотношения объема газа и жидкости эти аккумуляторы строят в виде высоких и узких цилиндров. Для бесперебойной работы аккумулятора в нем необходимо сохранять минимальный остаточный объем жидкости. Он должен быть тем больше, чем больше скорость вытеснения жидкости, поэтому используется только $2/3$ полезного объема аккумулятора (всего объема жидкости). Сохранение минимального количества жидкости в аккумуляторе обеспечивается запорным клапаном или другими конструктивными средствами [37].

Широко распространены аккумуляторы со сжатым воздухом и водой. Скорость истечения жидкости в них обычно составляет 8—12 м/с. Применяются пневмоводяные аккумуляторы преимущественно в оборудовании с большим расходом жидкости и большим давлением, например, в ковочных прессах, ножницах и др. Часто такие аккумуляторы объединяются в батареи, в так называемые централизованные установки, и предназначаются для обслуживания нескольких машин.

В объемных гидравлических приводах для сравнительно небольших расходов жидкости нашли применение газогидравлические аккумуляторы, у которых в качестве жидкой среды используется масло. Так как растворение воздуха в масле с ростом давления возрастает, то вместо воздуха часто применяется азот, что также препятствует воспламенению масла. Из-за большой вязкости масла скорость потока в масляных приводах меньше, чем в водяных, поэтому для сохранения больших скоростей истечения жидкости (8—12 м/с) необходимо увеличить сечение трубопроводов и проходных каналов в органах управления и распределения.

В аккумуляторах, встроенных в гидросистему прессов различных назначений с усилием прессования порядка 2000—4000 т,

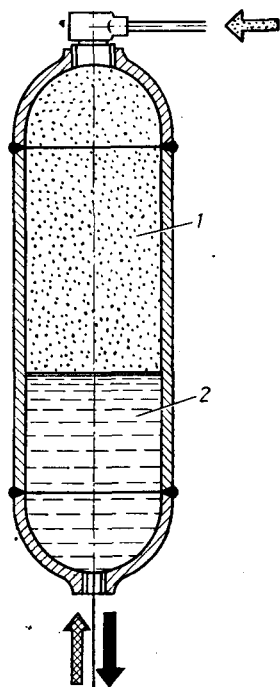


Рис. 101. Газогидравлический аккумулятор без разделителя:

1 — газ; 2 — масло

в качестве жидкой среды применяется масло, так как оно, обладая лучшими демпфирующими свойствами, чем вода, обеспечивает коррозионную стойкость и самосмазываемость подвижных частей гидравлических агрегатов.

К недостаткам аккумуляторов этой группы, ограничивающим область их использования, можно отнести: необходимость введения специальных устройств для контроля уровня жидкости и насыщения масла газом, ведущего к тому, что при падении давления газ выделяется, вызывая различные помехи; опасность проникновения газа в гидросистему, что приводит к использованию не более $2/3$ объема жидкости, заключенной в баллоне; возможность установки баллона только в вертикальном положении; необходимость в эпизодической подзарядке газом, поскольку при растворении газа в жидкости объем его уменьшается, несмотря на некоторую регенерацию газа во время заполнения аккумулятора маслом [45].

5. Газогидравлические аккумуляторы с разделителем

Аккумуляторы с разделением сред получили большое распространение в мобильных установках, потому что они допускают любую компоновку, компактны, не требуют сложной системы клапанов и непрерывного наблюдения (или контроля) за уровнем жидкости. Помимо этого, подобные аккумуляторы вполне транспортабельны в заряженном состоянии.

В качестве разделителя сред (газа и жидкости) служит «плавающий» поршень с уплотнительными устройствами (рис. 102, а).

Верхняя часть аккумулятора (рис. 102, а) заполняется газом до так называемого начального давления p_n перед зарядкой аккумулятора жидкостью. Нередко $p_n \approx p_{min}$, где p_{min} — минимальное рабочее давление. После этого следует зарядка аккумулятора жидкостью до максимального рабочего давления p_{max} . Аккумулялированная энергия подготовлена к использованию. В дальнейшем цикл удаления жидкости из аккумулятора и зарядки повторяется в периоды, определяемые программой работы машины. Газовой средой является азот или воздух; рабочей жидкостью — только масло.

Главной проблемой в аккумуляторах с поршневым разделением сред является уплотнение масляной среды особенно при высоких давлениях и низких температурах. Надежное уплотнение газовой среды является более сложным, чем уплотнение среды масляной. Существует несколько способов уплотнения.

Уплотнение поршня (рис. 102, а) осуществляется двумя кольцами круглого сечения и одним кольцом прямоугольного сечения из маслостойкой резины. Особенностью этой конструкции является очень экономное и, как показал опыт, надежное закрепление фланцев цилиндра для давлений до 10 МПа.

На поршне в аккумуляторе (рис. 102, б), помимо двух уплотнительных колец из маслостойкой резины, предусмотрена кольце-

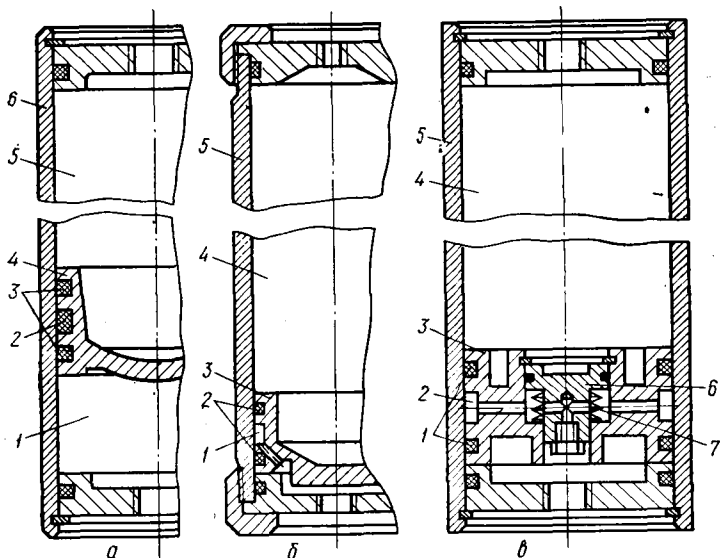


Рис. 102. Аккумулятор с поршневым разделением сред:

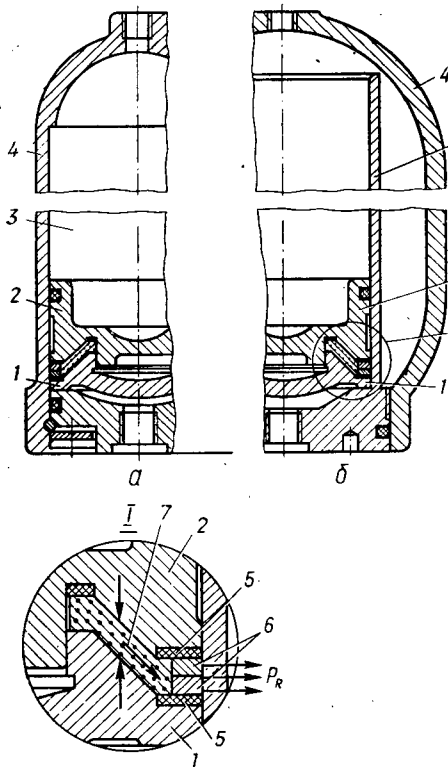
а — первый вариант: 1 — масло; 2 — уплотнительное кольцо прямоугольного сечения; 3 — уплотнительное кольцо круглого сечения; 4 — поршень; 5 — газовая среда; 6 — цилиндр; б — второй вариант: 1 — уплотнительное кольцо круглого сечения; 2 — кольцевая проточка; 3 — поршень; 4 — газовая среда; 5 — цилиндр; в — третий вариант: 1 — уплотнительное кольцо круглого сечения; 2 — кольцевая проточка; 3 — поршень; 4 — газовая среда; 5 — цилиндр; 6 — ступенчатый золотник; 7 — тарельчатая пружина

вая проточка, заполненная маслом. Благодаря ей с повышением давления возрастает действие уплотнения.

Аккумулятор фирмы «Greer Hydraulics» (США) применяется в условиях низких температур [46]. Оригинальное уплотнительное устройство почти полностью устраняет проникновение газа в гидросистему (рис. 102, в). Это достигается с помощью ступенчатого золотника 6, который находится под воздействием тарельчатых пружин 7 и сил, создаваемых давлением жидкости и газа, действующих соответственно со стороны меньшего и большего диаметров золотника. Давление в полости расположения пружин, которая предварительно заполняется масляной смесью, пригодной для работы в интервале низких температур, зависит от разности указанных сил и будет максимальным при минимальном давлении жидкости в нижней полости аккумулятора, когда поршень 3 прижат к нижнему фланцу цилиндра. В этот момент герметичность обеспечивается двумя кольцами круглого сечения и дополнительным действием гидравлического затвора в кольцевой проточке 2. При взвешенном поршне, когда давление в разных зонах аккумулятора уравнивается, давление в проточке 2 станет меньшим, чем в газовой среде, на величину, обусловленную усилием пружины и гидравлической силы, действующей на меньший диаметр золотника.

Аккумуляторы (рис. 103) фирмы «Ate» (Alfred Teves KG) имеют усложненную конструкцию уплотнительного устройства и порш-

Рис. 103. Аккумулятор фирмы «Ате»:
 а — первый вариант конструкции; 1 — нижняя часть поршня; 2 — верхняя часть поршня; 3 — газовая среда; 4 — баллон-цилиндр; б — второй вариант конструкции; 1 — нижняя часть поршня; 2 — верхняя часть поршня; 3 — направляющая гильза; 4 — баллон; 5 — упругое кольцо; 6 — уплотнительное кольцо; 7 — уплотнение из эластичной резины



ня [46]. Поршень состоит из двух частей, которые под действием жидкостной и газовой сред взаимно перемещаются, сжимая при этом эластичную прокладку. Конусная форма поршней позволяет прокладке распиравать упругие кольца, пропитанные графитом с усилием P_R , пропорциональным давлению в газовой среде. Несмотря на большую радиальную силу P_R , усилие, необходимое для преодоления трения в аккумуляторах фирмы «Ате», оказалось меньшим, чем в поршневом аккумуляторе с четырьмя уплотнительными кольцами [46].

На рис. 103, а изображен баллон-цилиндр 4, состоящий из одной детали. Толщина стенки цилиндра выбирается из условий прочности и жесткости так, чтобы зазор между поршнем и цилиндром не возрастал с ростом давления и температуры. Поршень перемещается в направляющей гильзе 3 (рис. 103, б), которая не подвергается деформациям, поэтому зазор между поршнем и цилиндром остается постоянным.

Трение между поршнем и цилиндром и инерция массы поршня ограничивают применение аккумуляторов такого типа для демпфирования особенно при высоких частотах. Однако часто переоценивается влияние инерции поршня. Например, для поршня диаметром до 80 мм и весом 3,8 Н при изменении объема масла на 0,1 л и частоте 20 Гц давление, необходимое для преодоления сил инерции, составляло 0,012 МПа [46]. Температура окружающей среды значительно влияет на величину силы, необходимой для отрыва поршня и его движения.

Kärpler G. [50] приводит такие данные: в аккумуляторе с поршнем $D = 100$ мм и с одним уплотнительным кольцом необходимое усилие трогания поршня при температуре $+20^\circ\text{C}$, $+70^\circ\text{C}$ и -15°C и сухом трении соответственно составляло 1000, 2200, 520 Н, а для движения при тех же условиях 750, 1700, 390 Н. Не-

смотря на безукоризненную обработку цилиндра силы трения достигают 5—10% от общего усилия, развиваемого аккумулятором [4].

Аккумуляторы с поршневым разделителем сред работают при больших давлениях (30—35 МПа) и их работоспособность зависит от качества уплотнения. Изготовление аккумуляторов такого типа относительно дорого, так как требуется точная обработка поршня и цилиндра, а также применение уплотнительных устройств в нескольких местах. Износ уплотнений, ограниченные размеры аккумулятора, трение поршня и необходимость использования определенной жидкости, неполная герметичность, особенно при низких температурах, относится к недостаткам этих аккумуляторов.

6. Газогидравлический аккумулятор плунжерного типа

На рис. 104 показана конструктивная схема аккумулятора, у которого разделение сред обеспечивается плунжером. Полость 3 заполняется сжатым воздухом (или газом). Масло в полость 2 поступает от насоса через полый шток 1.

Особенность аккумулятора заключается еще и в том, что здесь использован принцип работы преобразователя, поэтому можно получить высокое давление в масляной среде, значительно превышающее давление в среде газовой.

Например, если отношение площадей плунжера 4 к штоку 1 равно 5, а давление воздуха в полости 3 составляет 5 МПа, то при этих условиях давление в полости 2 (без учета сил трения) будет составлять 25 МПа.

В плунжере 4 необходимо предусмотреть устройство для отвода воздуха, который может появиться у дна плунжера при первой зарядке аккумулятора, а также в процессе его работы.

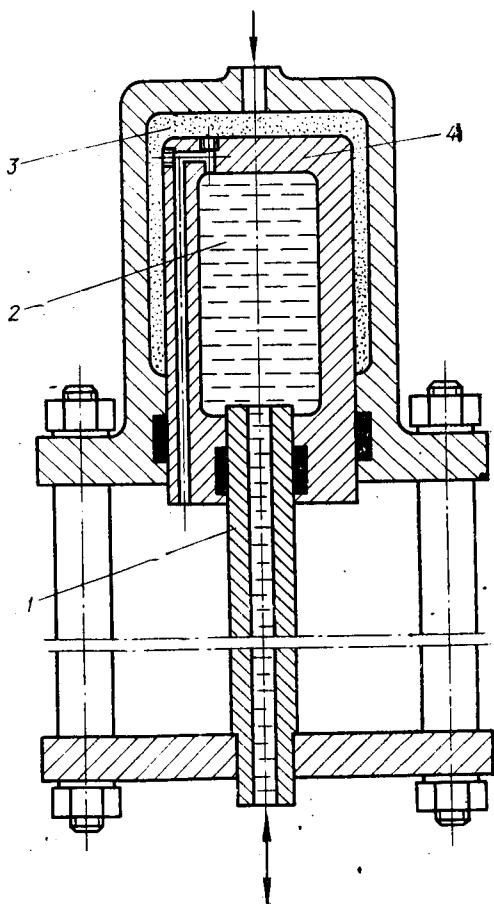


Рис. 104. Пневмогидравлический аккумулятор плунжерного типа

Несмотря на некоторую громоздкость, подобные аккумуляторы технологичней аккумуляторов с поршневым разделением сред, где требуется очень тщательная обработка внутренней поверхности цилиндра. Помимо этого, при помощи плунжера 4 обеспечена полная герметичность газовой среды от масляной.

7. Газогидравлические аккумуляторы с упругой разделительной диафрагмой

Эластичная диафрагма или резиновый мешок обеспечивают идеальное разделение сред. Из-за отсутствия трущихся элементов они безынерционны, не требуют периодической подзарядки и пригодны к эксплуатации после длительного перерыва. Применяются в установках с малыми расходами жидкости. Конструкции подобных аккумуляторов показаны на рис. 105.

Резиновый мешок 2, имеющий грушевидную форму, закрепляется в верхней части аккумулятора (рис. 105, а). От повреждения мешка металлическими частями, которые могут быть в масле, а также от продавливания мешка в расходное отверстие внизу мешка предусмотрен отражатель 1.

Аккумуляторы (рис. 105, б и в) выполняются обычно в виде полусфер, между которыми зажимается диафрагма 3. Для предохранения диафрагмы от продавливания в расходное отверстие к диафрагме путем вулканизации приклеивается металлическое кольцо 1.

В сферических аккумуляторах наиболее сложным является надежное соединение полусфер аккумулятора, которое выполнено в виде фланцевого 2 или резьбового 4 соединения. При давлениях выше 15 МПа разъем в аккумуляторе производится не по максимальному, а по минимально возможному сечению сферы (рис. 105, в). Разделительный мешок 2 в этом случае является почти полной сферой с большим окантованным отверстием. Благодаря

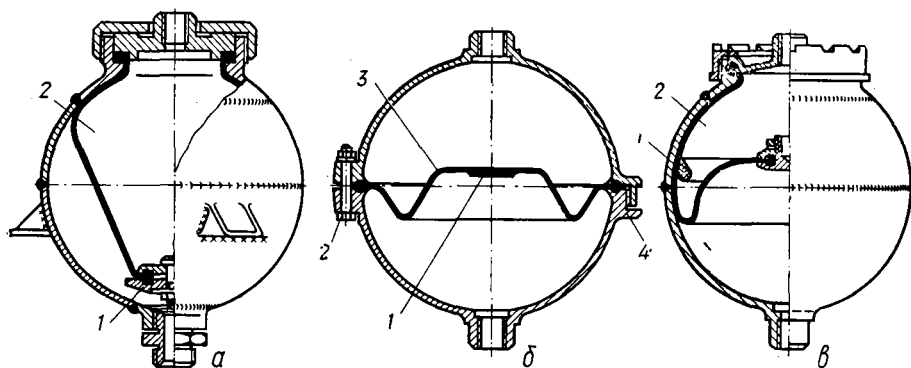


Рис. 105. Сферические аккумуляторы

резиновому кольцу 1, приклеенному к внутренней поверхности мешка, деформации подвергается только нижняя часть мешка.

Цилиндрические аккумуляторы оказываются, как правило, тяжелее сферических, рассчитанных на те же объемы и рабочие давления. В тех случаях, когда необходимо добиваться минимального веса, следует ориентироваться на аккумуляторы сферические.

Исследования, проведенные Л. В. Виленским [13], показали, что минимальный вес сферического аккумулятора может быть получен при сохранении определенных конструктивных параметров горловины. Вес корпуса в сферическом аккумуляторе, изготовленного из легированной стали 30ХГС, составляет 57—61 % от общего веса аккумулятора. При выборе параметров корпуса учитывают минимально допустимые напряжения, поэтому уменьшить общий вес аккумулятора за счет корпуса невозможно.

Вес горловины, крышки и накидной гайки в значительной степени зависит от диаметра проходного отверстия, предусмотренного для монтажа и демонтажа мешка. Минимальный вес этих деталей получается при таком соотношении

$$d_r = (0,36—0,38) d_d, \quad (79)$$

где d_r — диаметр проходного отверстия горловины;

d_d — максимальный диаметр мешка (или диафрагмы).

При указанном размере d_r обеспечивается монтаж и демонтаж диафрагмы.

Сферические аккумуляторы широко применяются в мобильных установках, особенно в самолетах. Обычно диаметр сферы колеблется в пределах от 150 до 300 мм.

Цилиндрическая компоновка аккумулятора со свертывающейся диафрагмой показана на рис. 106. Цилиндр, состоящий из двух частей, технологичен при изготовлении и сборке. Два диска, прикрепленные к доньшку диафрагмы, препятствуют проникновению диафрагмы в выходное отверстие, а пружина растяжения сохраняет правильное расположение диафрагмы.

В качестве газовой среды в аккумуляторах с мешком или диафрагмой рекомендуется применять азот, так как воздух ускоряет старение резины. Для защиты резинового мешка или диафрагмы от трения о металлические стенки внутренняя поверхность корпуса аккумулятора покрывается эмалью, эпоксидной смолой или лаком. Подобные аккумуляторы хорошо работают в пределах температур от -15°C до $+80^{\circ}\text{C}$. При использовании специальной резины пределы температур несколько расширяются [4].

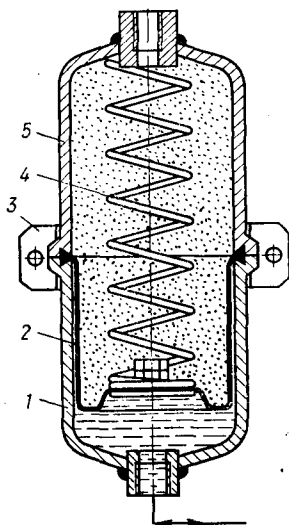


Рис. 106. Аккумулятор с диафрагмой:

1 — нижний резервуар; 2 — диафрагма; 3 — клеммный зажим; 4 — пружина; 5 — верхний резервуар

из-за небольшой жесткости упругой перегородки (мешка или диафрагмы), а также отсутствия трения чувствительность аккумуляторов велика.

8. Процессы сжатия и расширения в газогидравлических аккумуляторах

Если процессы зарядки и разрядки аккумулятора происходят медленно, что имеет место в ряде случаев (при сохранении установившегося давления в системе, компенсации утечек, при перемещении поршня в цилиндре от аккумулятора с малой скоростью), то при определении параметров газогидравлического аккумулятора справедливо считать, что газ, находящийся в аккумуляторе, подчиняется закону Бойля—Мариотта, а работа, совершаемая жидкостью при разрядке аккумулятора, равна работе расширения газа, заключенного в его газовой полости.

Из закона Бойля—Мариотта следует, что

$$p_0 V_0 = pV = p_1 V_1 = \text{const.} \quad (80)$$

В изотермическом процессе почти не происходит изменения внутренней энергии газа, так как процесс осуществляется практически при постоянной температуре (это положение полностью справедливо для идеального газа).

Работа газа в произвольном процессе выражается известной зависимостью

$$A = \int_{V_1}^{V_0} p dV. \quad (81)$$

Для изотермического процесса

$$p = \frac{p_0 V_0}{V} = \frac{\text{const}}{V}.$$

Величина внешней работы, совершаемая маслом под действием газа в аккумуляторе,

$$A_{\text{из}} = \int_{V_1}^{V_0} p_0 v_0 \frac{dV}{V} = p_0 V_0 \ln \frac{V_0}{V_1} = 2,303 p_0 V_0 \lg \frac{V_0}{V_1}$$

или

$$A_{\text{из}} = p_0 V_0 \ln \frac{p_1}{p_0}. \quad (82)$$

В прессах, термопластавтоматах, тормозных системах разрядка аккумулятора происходит интенсивно (от долей секунды до 5—10 с) и поэтому не вся энергия расходуется на внешнюю работу, часть ее затрачивается на изменение внутренней энергии газа.

При изменении состояния газа в аккумуляторе без теплообмена газа с внешней средой будет иметь место адиабатный процесс,

для которого характеристическое уравнение выражается соотношением

$$p_0 V_0^k = p V^k = p_1 V_1^k = \text{const}, \quad (83)$$

или

$$\frac{p_0}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_0} \right)^k; \quad \frac{V_1}{V_0} = \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}},$$

где p_0 — начальное давление;

p_1 — давление конечное (или максимальное);

V_0 и V_1 — соответственно объемы;

$k = \frac{c_p}{c_v}$ — коэффициент, равный соотношению теплоемкости при $\Delta p = \text{const}$ и теплоемкости при постоянном объеме.

Для вывода других формул соотношения параметров газа приведем уравнения состояния крайних точек процесса

$$p_1 V_1 = RT_1 \text{ и } p_0 V_0 = RT_0,$$

откуда

$$\frac{p_1 V_1}{p_1 V_0} = \frac{T_1}{T_0}, \quad (84)$$

где R — газовая постоянная;

T_0 и T_1 — абсолютные температуры газа.

Подставив в формулу (84) значения, получим

$$\frac{T_1}{T_0} = \left(\frac{V_0}{V_1} \right)^{k-1} \text{ и } \frac{T_1}{T_0} = \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (85)$$

Величина внешней работы гидравлического аккумулятора определяется по формуле

$$A_{\text{ад}} = \int_{V_1}^V p dV = \int_{V_1}^V p_0 V_0^k \frac{dV}{V^k}. \quad (86)$$

Так как $p_0 V_0^k = \text{const}$, то

$$\begin{aligned} A_{\text{ад}} &= \frac{p_0 V_0^k}{1-k} (V_0^{1-k} - V_1^{1-k}) = \\ &= \frac{1}{k-1} \left(\frac{p_0 V_0^k}{V_1^{k-1}} - \frac{p_0 V_0^k}{V_0^{k-1}} \right) = \frac{1}{k-1} \left(\frac{p_1 V_1^k}{V_1^{k-1}} - \frac{p_0 V_0^k}{V_0^{k-1}} \right) = \\ &= \frac{1}{k-1} (p_1 V_1 - p_0 V_0); \end{aligned}$$

$$A_{\text{ад}} = \frac{p_1 V_1}{k-1} \left(1 - \frac{p_0 V_0}{p_1 V_1} \right) = \frac{p_1 V_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right],$$

$$A_{ад} = \frac{p_0 V_0}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (87)$$

Адиабатный и изотермический процессы относятся к предельным случаям. В реальных условиях работы газогидравлического аккумулятора происходит смешанный процесс, т. е. наблюдается так называемое политропное изменение состояния газа, в котором энергия превращается по определенному закону.

Соотношение параметров газа в политропном процессе, которые являются следствием уравнений $pV = \text{const}$ и $pV = RT$, очевидно, будут иметь тот же вид, что и выведенное выше соотношение параметров газа для адиабатного процесса, характеризующегося уравнением $pV^k = \text{const}$ и $pV = RT$, но только в них для политропного процесса коэффициент k необходимо заменить показателем политропы n процесса расширения.

Следовательно, внешняя работа, развиваемая газогидравлическим аккумулятором при политропном процессе,

$$A_n = \frac{p_0 V_0}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (88)$$

Из формул (82) и (88) видно, что абсолютная величина внешней работы газогидравлического аккумулятора зависит от отношения давлений $\frac{p_0}{p_1}$. Максимальное давление в гидросистеме p_1 определяется расчетным путем или выбирается конструктором и является величиной постоянной. Следовательно, искомым параметром, от которого зависит максимальная величина внешней работы, будет p_0 , т. е. давление предварительной зарядки аккумулятора.

Для получения оптимального значения p_0 , при котором A (работа) имеет максимальное значение исследуемой функции, записанной уравнениями (82) и (88) на экстремум, считая в них p_0 аргументом.

Для изотермического процесса первая производная от $A_{из}$ по p_0

$$A'_{из} = V_0 \left(\ln \frac{p_1}{p_0} - 1 \right).$$

Приравняв производную нулю, найдем экстремальную точку:

$$\ln \frac{p_1}{p_0} - 1 = 0,$$

откуда

$$\ln \frac{p_1}{p_0} = 1,$$

или

$$\frac{p_0}{p_1} = \frac{1}{e} \cong 0,37, \quad (89)$$

где e — основание натурального логарифма.

При этом значении $\frac{p_0}{p_1}$ внешняя работа аккумулятора для изотермического процесса будет максимальной, так как вторая производная $A''_{из} < 0$.

Для политропного процесса первая производная из уравнения (88) после преобразований

$$A'_n = \frac{V_0}{n-1} \left[1 - \frac{2n-1}{n} \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (90)$$

Приравняв производную нулю, находим экспериментальную точку по формуле

$$\frac{2n-1}{n} \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 1,$$

откуда связь между давлением предварительной зарядки p_0 и максимальным давлением в аккумуляторе p_1 выразится формулой

$$\frac{p_0}{p_1} = \left(\frac{n}{2n-1} \right)^{\frac{n}{n-1}}. \quad (91)$$

Из формулы (91) видно, что отношение давлений p_0 и p_1 является функцией расширения газа, т. е. каждому процессу расширения соответствует свое давление предварительной зарядки, при котором энергия газогидравлического аккумулятора максимальна.

Оптимальные значения отношения $\frac{p_0}{p_1}$ зависят от величины (табл. 18 [20]).

Таблица 18

Показатель политропы расширения воздуха	1,1	1,2	1,3	1,4
$\left(\frac{n}{2n-1} \right)^{\frac{n}{n-1}}$	0,392	0,402	0,407	0,418

Для выбора значения n имеются теоретические зависимости, по которым можно определить n , если известны отношение $\frac{p_0}{p_1}$ и время разрядки аккумулятора. В литературе приведены резуль-

таты немногочисленных экспериментов. Однако данные различных исследователей не совпадают. По В. М. Ивлеву [20] для оптимального отношения давлений $\left(\frac{p_0}{p_1}\right)_{\text{опт}} = 0,762$ и времени зарядки $t_p = 5$ с, $n = 1,35$. Эксперименты, проведенные Т. М. Баштой [4], показали, что при отношении $\frac{p_{\min}}{p_{\max}} = \frac{150}{200} = 0,75$ и продолжительности зарядки 5 с $n = 1,1$.

Накопленный опыт еще недостаточен для рекомендаций по выбору величины n . Поэтому при серийном изготовлении машины с аккумулятором, для выбора рациональных параметров аккумулятора, необходим эксперимент.

При расчете аккумулятора следует учитывать одно очень важное обстоятельство, связанное с нагревом жидкости в гидросистеме. Обычно первоначальная зарядка аккумулятора производится при температуре окружающей среды. В процессе эксплуатации температура жидкости может возрасти до $50-80^\circ\text{C}$. Соответственно указанному росту температуры при изохорном процессе ($V = \text{const}$) создается повышение давления газа согласно зависимости

$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{T_1}{T_0}. \quad (92)$$

Например, при температуре 20°C газогидравлический аккумулятор заряжался до давления $p_0 = 10$ МПа. В процессе продолжительной работы наступает повышение температуры до 80°C .

Согласно зависимости (92)

$$p_1 = p_0 \frac{T_1}{T_0} = 10 \frac{353}{293} \cong 12 \text{ МПа}.$$

Повышение давления в газовой среде аккумулятора приведет к уменьшению полезного объема жидкости.

9. Выбор параметров газогидравлического аккумулятора с поршневым разделением сред

Примем следующие обозначения:

- p_n — начальное давление газовой среды перед зарядкой аккумулятора маслом;
- $p_{\max}$ и $p_{\min}$ — соответственно максимальное и минимальное давления в аккумуляторе;
- V_K — конструктивный объем аккумулятора;
- V_{Π} — полезный объем аккумулятора (или объем масла, вытесняемый из аккумулятора);
- V_r — объем газа;
- V_m — объем масла.

На рис. 107 показаны различные положения поршня в аккумуляторе и соответствующие параметры в газовой и жидкостной средах. Максимальное и минимальное давления в аккумуляторе,

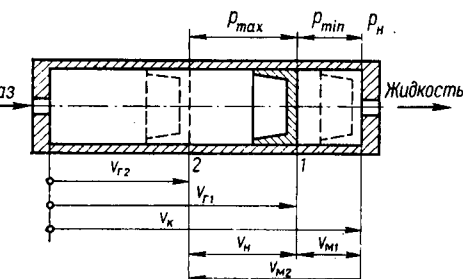


Рис. 107. Схема к выбору параметров газогидравлического аккумулятора

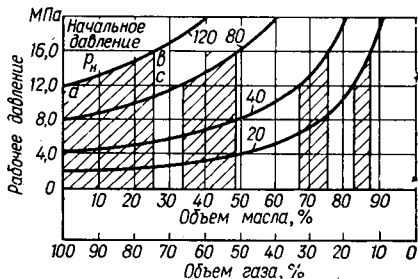


Рис. 108. Полезная емкость аккумулятора в зависимости от начального давления газа

а также полезная емкость либо всегда известны конструктору, либо можно их определить.

Минимальный объем масла в аккумуляторе при минимально допустимом давлении

$$V_{M1} = V_K - V_{r1}. \quad (93)$$

Полезный объем

$$V_{\Pi} = V_{r1} - V_{r2}. \quad (94)$$

Согласно зависимости

$$p_n V_K^n = p_{\min} V_{r1}^n = p_{\max} V_{r2}^n. \quad (95)$$

Для политропного процесса отношения параметров газа таковы:

$$\frac{V_{r1}}{V_K} = \left(\frac{p_n}{p_{\min}} \right)^{\frac{1}{n}}; \quad \frac{V_{r2}}{V_{r1}} = \left(\frac{p_{\min}}{p_{\max}} \right)^{\frac{1}{n}}.$$

Подставив значение V_{r1} в формулу (94), после преобразования получим минимальный объем жидкости в аккумуляторе

$$V_{M1} = V_K \left[1 - \left(\frac{p_n}{p_{\min}} \right)^{\frac{1}{n}} \right]. \quad (96)$$

Подставив значения V_{r1} и V_{r2} в формулу (94), найдем полезный объем аккумулятора

$$V_{\Pi} = V_K \left[\left(\frac{p_n}{p_{\min}} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_n}{p_{\max}} \right)^{\frac{1}{n}} \right]. \quad (97)$$

Для изотермического процесса (при $n \rightarrow 1$) выражение (97) примет вид

$$\frac{V_{\Pi}}{V_K} = \frac{p_n}{p_{\min}} - \frac{p_n}{p_{\max}}. \quad (98)$$

Из уравнения (98) и рис. 108 следует, что полезная емкость аккумулятора зависит от величины начального давления воздуха p_n .

10. Выбор рабочих параметров газогидравлического аккумулятора для изотермического процесса

Одной из основных задач при выборе газогидравлического аккумулятора является определение его размеров, если известно допустимое падение давления в момент максимальной разрядки аккумулятора в процессе работы машины. Для этого воспользуемся графиком (рис. 109) зависимости между объемом и давлением газа $pV = \text{const}$. От нулевой точки вправо отложены значения давления p в аккумуляторе. На этой оси выбираем точку, соответствующую давлению в аккумуляторе к моменту его полной зарядки. От данной точки проводим вертикальную линию до встречи с кривой, соответствующей начальному давлению p_n газа в аккумуляторе (начальное давление p_n должно быть несколько меньше минимального давления $p_{\min}$). Ордината данной точки показывает заполнение аккумулятора маслом при полной зарядке в долях его полного объема. Затем на оси давлений выбираем точку, соответствующую минимально допустимому давлению $p_{\min}$.

По пунктирным линиям на графике на основании исходных данных определяют полезный объем аккумулятора (в долях от полного его объема). При помощи этого графика можно определить $p_{\max}$, зная $p_{\min}$ и необходимый полезный объем масла в аккумуляторе или другие параметры.

11. Область применения и способы подключения аккумуляторов в систему

Газовые аккумуляторы без разделения сред, а также с отделением газовой среды от масла поршнем или другими средствами, получили большее распространение в основном для выполнения таких функций:

1. Компенсации утечек масла при длительной выдержке изделия под давлением. Необходимость в этом возникает при вулкани-

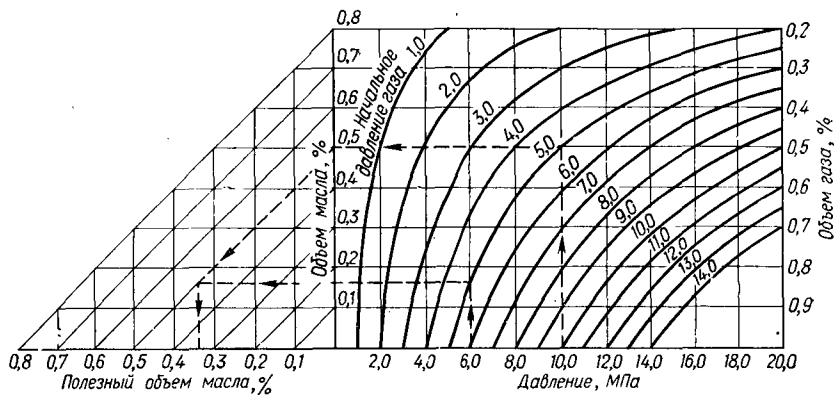


Рис. 109. Кривые сжатия газа в аккумуляторе при изотермическом процессе

ации каучука, прессовании изделий из пластических материалов, производстве фанеры, когда выдержка под давлением длится —30 мин.

Использование в таких случаях насоса малой производительности, работающего при высоком давлении, экономически не оправдано.

2. Получения максимального кратковременного расхода жидкости с удержанием заданного давления. Так, например, в машинах, предназначенных для изготовления изделий из пластических материалов, модели ТП-500А, скорость плунжера механизма напуска составляет 0,14 м/с.

Такая высокая скорость с сохранением давления 10 МПа обеспечивается газогидравлическим аккумулятором с полезным объемом жидкости 10 л. Для выполнения аналогичной работы при помощи насоса высокого давления потребовался бы насос производительностью 500 л/мин с кратковременным расходом мощности, примерно 100 000 Вт.

3. Осуществления быстрых перемещений рабочего органа во время холостого хода. Гидравлическая система упрощается за счет введения аккумулятора вместо насоса большой производительности, производительность которого должна соответствовать скорости холостого хода.

4. Разгрузки насоса от давления с сохранением давления в замкнутых магистралях гидросистемы.

5. Демпфирования гидравлических ударов и колебания давления, которые неизбежно возникают при резких остановках, переключениях потока жидкости и изменениях нагрузки. Аккумулятор создает щадящий режим для насосов и его привода, а также контрольно-измерительной аппаратуры.

6. Резерва мощности при отключении насоса.

7. Торможения при внезапном отключении насоса.

8. Питания вспомогательных устройств во время рабочего хода и в течение полного цикла.

9. Реле времени в сочетании с дросселем или дозатором.

Примеры подключения аккумулятора в гидросистему. В гидравлической схеме (рис. 110, а) показан способ подключения газогидравлического аккумулятора 8, выполняющего функцию компенсатора утечек с сохранением давления в полости *F* цилиндра 2. Зарядка аккумулятора происходит через обратный клапан 7 (типа Г51) при движении поршня вниз. После подхода поршня к упору золотник распределителя 1 переводится в среднее положение, цилиндр отключается от насоса, а давление полости *F* поддерживает аккумулятор, от которого масло выжимается к цилиндру через дроссель 6 (типа Г77).

Для получения обратного хода золотник распределителя устанавливается в положение *а*. Жидкость из цилиндра отводится через клапан 4 (тип Г66) с дистанционным управлением. Одновременно с этим аккумулятор медленно разряжается через дроссель, благодаря чему не возникает гидравлических ударов, которые мог-

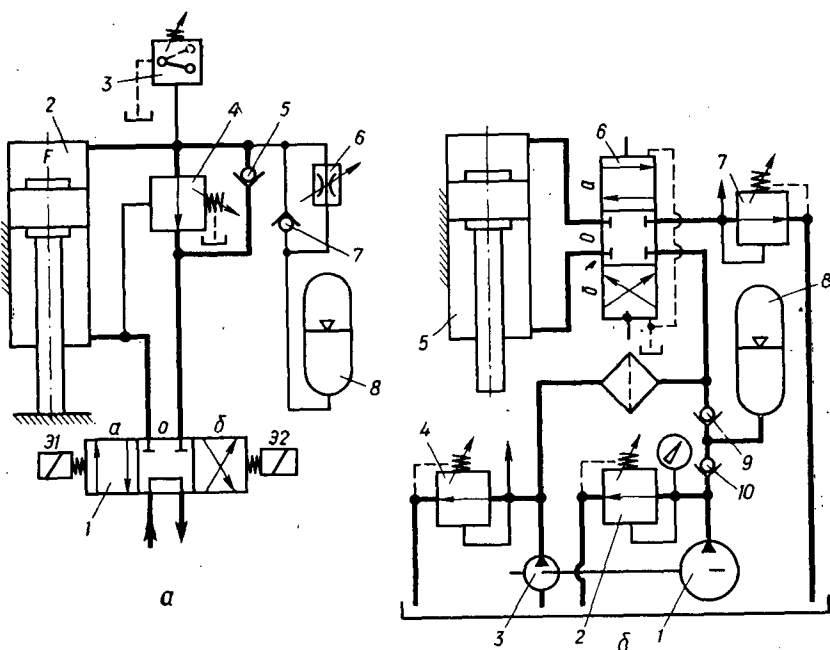


Рис. 110. Принципиальные схемы подключения аккумулятора в систему:
а — аккумулятор обеспечивает компенсацию утечек в системе и одновременно сохраняет давление в цилиндре; *б* — аккумулятор подключается к цилиндру только во время ускоренного хода поршня

ли бы иметь место при его внезапной разрядке. При помощи реле давления 3 отключается электромагнит Э2, когда поршень подходит к упору.

На рис. 110, б приведена гидравлическая система с аккумулятором, который подключается к цилиндру только во время ускоренного хода (при низком давлении в системе). Во время рабочих перемещений поршня в цилиндре 5 жидкость подается к цилиндру только от меньшего насоса 3, давление в котором контролируется клапаном 4. Обратный клапан 9 (типа Г51) закрыт и от насоса 1 (большей производительности) через обратный клапан 10 происходит зарядка аккумулятора 8 до величины настройки клапана низкого давления 2.

При холостом ходе поршня в цилиндре жидкость поступает к цилиндру одновременно от двух насосов (1 и 3) и аккумулятора. Использование объема жидкости, заключенного в аккумуляторе, дает возможность установить в системе насосы с меньшей суммарной производительностью.

Если время рабочего хода поршня велико, то целесообразно ввести дополнительную аппаратуру, необходимую для разгрузки насоса 1 после завершения зарядки аккумулятора.

Включение аккумулятора в установку пресса (рис. 111) обеспечивает значительную экономию электроэнергии и создает щадя-

щий режим работы насоса 2 низкого давления, который включается в систему автоматически во время холостого хода и в малонагруженные периоды рабочего цикла поршня, а также в начале зарядки аккумулятора.

При ускоренном ходе поршня жидкость к цилиндру 9 одновременно от двух насосов 1 и 2 поступает соответственно через обратные клапаны 11 и 4 и распределитель 10, золотник которого установлен в положение а или б, а также от аккумулятора 8, интенсивность зарядки которого определяется дросселем 7.

Переключение аккумулятора на зарядку и разрядку производится золотником 6, электромагнит которого получает команды на включение и отключение от реле давления 5 (РД). Пружина РД должна быть настроена на давление несколько большее, чем пружина клапана 3.

Зарядка аккумулятора начинается с момента появления полезной нагрузки и вначале осуществляется от двух насосов 1 и 2.

Автоматическое отключение насоса 2 от аккумулятора и цилиндра произойдет тогда, когда давление в системе достигнет величины настройки клапана 3. При достижении давления в системе выше настройки РД зарядка аккумулятора прекращается также и от насоса 1.

Во время рабочих перемещений поршня жидкость поступает к цилиндру только от насоса 1, а насос 2 разгружается через клапан 3 в бак. Давление в системе в этот момент контролируется клапаном 12.

На рис. 112 показана часть гидравлической системы термопласт-автомата модели ТП-500. Аккумулятор 7 используется при кратковременном и почти мгновенном расходе жидкости в цилиндре впрыска 5, который подключается к аккумулятору только в момент подачи материала в пресс-форму. Быстрая разрядка аккумулятора произойдет при переводе золотника в распределителе 6 в положение а; зарядка же его до максимального давления про-

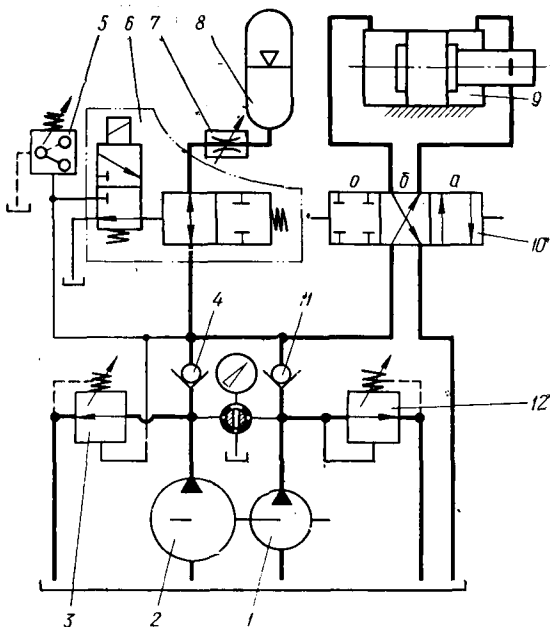


Рис. 111. Энергия аккумулятора используется во время холостого хода поршня

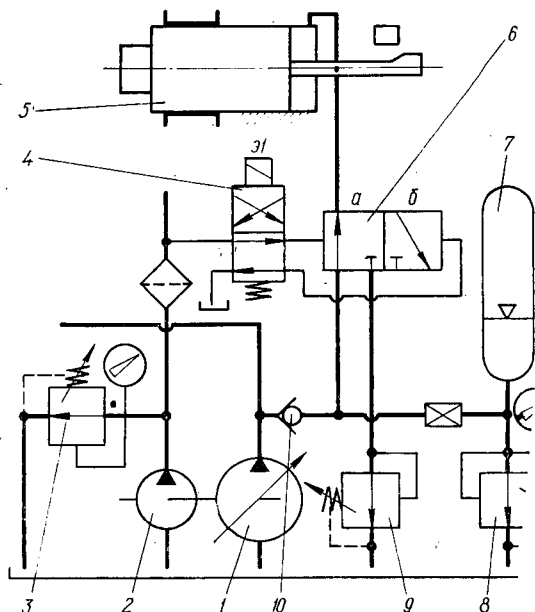


Рис. 112. Аккумулятор используется для мгновенного подвода жидкости к цилиндру

исходит при обратном ходе плунжера в цилиндре 5 и ограничивается клапаном 8.

Шестеренный насос 2, встроенный в регулируемый насос 1 (типа НП), помимо своих основных функций, используется в данном случае еще и для питания системы управления (через аппарат 4) распределителя 6 и других функциональных узлов. Обратный клапан 10 отключает насос 1 от аккумулятора после зарядки его до максимального давления. Напорный золотник 9 необходим для создания противодействия в цилиндре при обратном движении плунжера.

Предохранительные клапаны насосов 1 и 2 встроены в корпусе этих насосов.

Глава IX

ОСНОВНЫЕ УСЛОВИЯ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Важной эксплуатационной характеристикой любой машины является к. п. д., надежность и долговечность. Анализ причин отказов и нарушений в работе гидрофицированных машин показывает, что большая часть неисправностей является следствием загрязнения рабочей жидкости, насыщения ее воздухом и нагревом. Каждый из этих факторов способствует проявлению других вредных явлений.

Загрязнения рабочей жидкости металлическими частями и абразивом приводят к повышенному износу и нарушению работоспособности прецизионных пар и элементов уплотнения. Нарушается основное требование, предъявляемое к подвижным соединениям: это высокая стабильность сил трения и хорошая герметичность, не изменяющаяся в процессе работы. Увеличение сил трения в золотниковой паре аппарата ухудшает чувствительность его, приводит к повышенному износу и, как следствие, увеличению утечек. Нередко из-за повышенного трения по сравнению с установлен-

ными техническими условиями происходит повреждение или разрушение поверхностей золотниковой пары.

Для очистки рабочей жидкости применяются фильтры, выбор и расстановка которых в гидросистеме должны быть обоснованы.

Существенное влияние на надежность и долговечность работы гидросистемы оказывают периодические и непериодические колебания (гидравлический удар), уровень звукового давления, который в настоящее время регламентируется во всех машинах, в том числе и гидрофицированных, а также величина скорости жидкости в сливных и нагнетательных трубопроводах, подвергающихся воздействию динамических нагрузок.

В результате многолетних исследований и наблюдений за работой гидрофицированного оборудования установлены причины, отрицательно влияющие на работу гидросистемы, и разработаны рекомендации, использование которых при проектировании гидрофицированных машин и отдельных ее элементов поможет в значительной степени избежать неполадок при изготовлении и устранить причины, способствующие снижению долговечности гидросистемы во время эксплуатации.

1. Рабочие жидкости

В гидравлических системах рабочая жидкость (масло) выполняет несколько функций. Она служит для передачи энергии от насоса к потребителю, смазывает поверхности трения внутри гидравлических агрегатов и аппаратов, предотвращает коррозию и в результате непрерывной циркуляции в значительной степени способствует отводу тепла от источников его выделения.

Требования, предъявляемые к рабочей жидкости, весьма разнообразны. Она должна длительное время сохранять свои первоначальные свойства, иметь вязкость в пределах $(17-200)10^{-6}$ м²/с, обладать хорошими низкотемпературными свойствами, быть нейтральной к материалам системы, особенно к уплотнениям из резины и других материалов, иметь высокую стойкость к образованию эмульсии и др.

Одной из наиболее важных характеристик жидкости является ее *вязкость*. При малой вязкости жидкость не удерживается на нагруженной несущей поверхности деталей насоса или гидромотора, в результате чего может возникнуть преждевременный износ и выход из строя этих деталей. Малая вязкость жидкости способствует увеличению внутренних утечек.

При слишком большой вязкости рабочей жидкости увеличивается мощность, необходимая для циркуляции жидкости, и создаются благоприятные условия для возникновения кавитации.

Этим требованиям в значительной степени удовлетворяют минеральные масла нефтяного происхождения такие как ВНИИ НП-403 (ГОСТ 16728—71), АМГ-10 (ГОСТ 6794—75), допускающие работу гидросистемы в большом диапазоне температур, масла турбинные 22 и 22П (ГОСТ 32—74), которые обладают высокими

эксплуатационными качествами из-за легирования их в процессе изготовления синтетическими присадками; они рекомендуются для применения в гидроприводах станков. Легирующие присадки улучшают смазывающие свойства, увеличивают прочность масляной пленки, создают более высокую противоположную стойкость и увеличивают срок службы масла при эксплуатации и хранении.

Практически рабочая жидкость считается несжимаемой [2], поэтому следует ожидать, что перемещение поршней (в цилиндрах) золотников (в аппаратуре) должно быть мгновенным и точным. Воздух в замкнутых контурах или полостях системы, а также мелкие пузырьки, равномерно распространенные в масле, изменяет его свойство: масло становится эластичным, благодаря чему реакция привода оказывается медленнее, а перемещения менее точны.

Эластичность минерального масла особенно сказывается при изменениях температуры и давления. Поэтому при проектировании гидросистем литьевых машин для термопластов и реактопластов, прессов, где нередко используется высокое давление от преобразователей, а также в системах, предназначенных для создания синхронной работы нескольких гидродвигателей, должны учитываться сжимаемость и изменение температуры масла.

Зависимость объема масла от температуры. С изменением температуры масла изменяется ее удельный объем. Эта зависимость характеризуется коэффициентом объемного расширения α , который для минеральных масел равен примерно $7 \cdot 10^{-4}$ град $^{-1}$.

Изменение объема масла ΔV при повышении температуры на Δt определяется соотношением

$$\Delta V = \alpha \Delta t V, \quad (99)$$

где V — начальный объем масла.

В замкнутом контуре гидросистемы нагрев масла может вызвать значительное увеличение давления или нежелательные перемещения подвижного элемента (например, поршня, плунжера или золотника). На рис. 113, а и б показано изменение объема масла под действием температурного расширения. Если первоначальный объем масла в замкнутом контуре цилиндра (рис. 113, а) был $V = sF$, то с увеличением температуры на Δt объем масла изменится на величину

$$\Delta V = \Delta s F = \alpha \Delta t s F,$$

или

$$\Delta s = \alpha \Delta t s. \quad (100)$$

В цилиндре с плунжером (рис. 113, б)

$$\Delta s f = \alpha \Delta t [F l - f(l - s)], \quad (101)$$

где f — площадь плунжера.

Из формулы (101) следует, что диаметр цилиндра не влияет на перемещение поршня при изменении объема масла.

Если в замкнутом контуре цилиндра (рис. 113, а) находится

100 л масла, то с увеличением температуры масла на 50°C объем ее возрастает на $\Delta V = \alpha \Delta t V = 0,0007 \cdot 50 \cdot 100 = 3,5$ л.

Если первоначальное расстояние поршня от доньшка цилиндра равнялось 100 см, то при нагреве масла на указанную величину поршень сместится на 3,5 см при условии, что усилие, действующее на шток, $P = \text{const}$.

Объем масла изменяется примерно на 0,65% с изменением температуры масла на 10°C .

Для компенсации объемного расширения масла рекомендуется к замкнутому контуру подключить предохранительный клапан или газогидравлический аккумулятор соответствующей емкости.

Зависимость вязкости масла

от температуры. Выразить закон изменения вязкости от температуры математическими уравнениями не представляется возможным, поэтому в практике пользуются эмпирическими зависимостями [1]. В общем случае масла, предназначенные для эксплуатации в широком температурном диапазоне, считаются пригодными, если их вязкость при изменении температуры в пределах $\pm 50^{\circ}\text{C}$ изменяется не более чем в 100 раз.

Снижение вязкости с повышением температуры масла приводит к увеличению утечек, перетечек, а также расхода жидкости в дросселирующих устройствах, которыми определяется скорость перемещения исполнительных механизмов или органов управления. В гидросистемах отделочно-расточных и некоторых шлифовальных станков, в станках для глубокого сверления, где во время обработки скорость должна быть постоянной, применяются установки для стабилизации температуры масла.

Зависимость объема масла от давления. Модуль упругости масел, рекомендованных для использования в гидросистемах, находится в пределах $(1,35 - 1,6) \cdot 10^3$ МПа, тогда как модуль упругости стали имеет величину $2,1 \cdot 10^5$ МПа. Из этого следует, что масло в 130 — 150 раз сжимается больше, чем сталь.

Упругие деформации (сжимаемость) жидкости в подавляющем большинстве случаев явление отрицательное. В частности, сжимаемость жидкости понижает жесткость гидравлической системы и может вызвать нарушение ее устойчивости против автоколебаний, ухудшает динамические характеристики гидравлических следящих систем, создает в магистралях и гидравлических агрегатах эффект гидравлической пружины, не позволяет создавать устройства

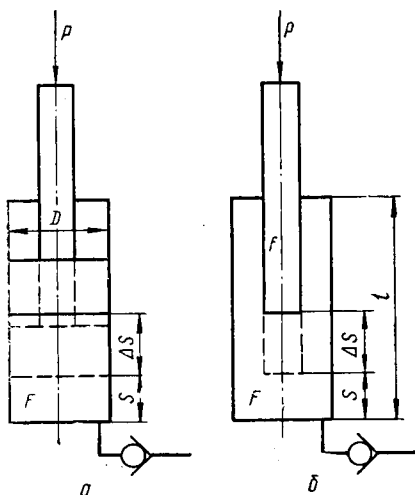


Рис. 113. Примеры, иллюстрирующие приращение объема масла в цилиндре с увеличением давления

или машины, где требуется строгая координация движения нескольких исполнительных механизмов. Жесткость силового цилиндра, воспринимающего внешние нагрузки, определяется главным образом сжимаемостью жидкости.

В результате сжимаемости жидкости скорость поршня (плунжера) может колебаться при переменной нагрузке. В таких случаях нередко считают, что это вызвано в основном внутренними утечками жидкости через посадочные зазоры в аппаратуре и цилиндре. В действительности равномерность скорости поршня при изменяющейся нагрузке нарушается не только из-за утечек, но и из-за сжимаемости жидкости, причем вторая причина нередко является решающей.

Б. П. Васильев [12] на конкретном примере показал, что в системе с увеличением давления до 32 МПа утечки уменьшили скорость плунжера (в прессе) всего на 8%, в то время как общее снижение скорости за счет сжимаемости жидкости составило 38%.

Вместе с тем сжимаемость жидкости играет в определенном смысле роль положительную, снижая удары в моменты заброса давления, переключения скорости, реверса. Это свойство жидкости используется для создания жидкостных пружин, амортизаторов, буферных устройств, давление в которых достигает 200 МПа и более. Подобные устройства заполняются специальными сортами жидкости, которые при повышении давления до 350 МПа уменьшаются в объеме примерно на 17—18% [12].

Энергия, расходуемая на сжатие жидкости, практически необратима. Объясняется это малым относительным изменением объема жидкости даже при больших перепадах давления. Изменение объема β с приращением давления Δp определяется зависимостью

$$\Delta V = -\beta \Delta p V, \text{ или } \beta = -\frac{1}{\Delta p} \frac{\Delta V}{V}, \quad (102)$$

где V и ΔV — начальный объем жидкости и изменение объема жидкости с увеличением давления.

Величина, обратная β , называется объемным модулем упругости жидкости при всестороннем сжатии:

$$E = \frac{1}{\beta} \text{ МПа.}$$

Уравнение (102) после подстановки примет вид

$$\Delta V = -V \frac{\Delta p}{E}.$$

Работа, совершаемая поршнем, при постоянном перепаде давления

$$A_1 = V \Delta p.$$

Работа, идущая на сжатие жидкости, с некоторым приближением может быть записана так:

$$A_2 = \Delta V \frac{\Delta p}{2}, \text{ или } A_2 = -V \frac{\Delta p^2}{2E}.$$

Тогда

$$\frac{A_2}{A_1} = -\frac{V\Delta p^2}{2V\Delta p E} = -\frac{\Delta p}{2E}.$$

Если принять $E = 1500$ МПа, а $\Delta p = 30$ МПа, то

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{30}{2 \cdot 1500} = \frac{1}{100}.$$

Это означает, что работа сжатия жидкости, т. е. энергия, аккумулируемая в жидкости, очень мала по сравнению с работой перемещения.

Однако упругие свойства жидкости могут быть использованы для создания импульсного гидропривода ударного действия, который применяется в молотках и в мощных испытательных установках в качестве источника вибрации. Подобный привод позволяет получить 300—400 импульсов (ходов) в минуту [3].

В практике прессостроения и создания литьевых машин дожатие плунжера или поршня в конечной стадии формообразования изделия производится при высоких давлениях, поступающих к рабочему цилиндру нередко от преобразователя давления. В этом случае объем камеры высокого давления в преобразователе определяется зависимостью

$$V_{\Pi} = \Delta V_{\Pi} + \Delta V_{\tau} + q_{\Pi}t + q_a t,$$

где ΔV_{Π} , ΔV_{τ} — объем масла, необходимый для компенсации того объема, который может образовываться из-за сжатия масла соответственно в цилиндре и в трубопроводе между преобразователем и цилиндром;

q_{Π} , q_a — утечки в цилиндре и аппаратуре, расположенной между преобразователем и цилиндром;

t — время, необходимое для поддержания высокого давления в цилиндре.

При определении объема масла, которое должно быть дополнительно введено в замкнутый контур между преобразователем и цилиндром, следует учитывать помимо сжимаемости масла также деформации цилиндра, возможно колонн или станины и трубопроводов.

В частности, увеличение объема масла в цилиндре (рис. 113, а) с приращением давления на Δp выразится формулой

$$\Delta V_{\Pi} = \frac{\pi}{4} [(D + \Delta D)^2 (s + \Delta s) - D^2 s],$$

где $\Delta D = \frac{D}{2E} (\sigma_1 - \mu \sigma_2)$ — приращение диаметра цилиндра;

$\Delta s = \frac{s}{E_{\Pi}} (\sigma_2 - \mu \sigma_1)$ — величина перемещения поршня;

$\sigma_2 = \frac{\Delta p D}{4b}$ — меридиальное напряжение;

$\sigma_1 = \frac{\Delta p D}{2b}$ — окружное напряжение;

b — толщина цилиндра;

μ — коэффициент Пуассона;

E_{π} — модуль продольной упругости.

Увеличение объема масла из-за деформации трубопроводов определяется аналогично. Практически коэффициент деформации трубопроводов составляет для стальных трубопроводов $\sim 5\%$ и для алюминиевых $\sim 15\%$ величины коэффициента сжимаемости жидкости [1].

Воздух в гидравлической системе. Различается три состояния содержащегося в рабочей жидкости воздуха: свободный воздух — воздушные подушки и пузыри, соприкасающиеся со стенками элементов гидросистемы; так называемый включенный воздух — мелкие пузырьки воздуха, окруженные со всех сторон рабочей жидкостью; растворенный воздух, не увеличивающий объем жидкости. Растворенный воздух может выделяться из жидкости при повышении ее температуры или при понижении давления.

Воздух, находящийся в системе, уменьшает жесткость управления и мощность, ускоряет развитие эрозии и кавитации, снижает модуль объемной упругости рабочей жидкости.

При содержании воздуха в 1 и 4% модуль упругости составляют соответственно лишь 38 и 21% модуля упругости рабочей жидкости, не содержащей воздуха, а экстраполированное значение модуля упругости при содержании воздуха в 10% составляет всего 9,8% номинальной величины.

Для устранения воздушных подушек из гидросистемы необходимо в верхних точках системы (нередко в силовых цилиндрах) предусматривать специальные устройства, с помощью которых эпизодически удаляется воздух.

Растворенный воздух из жидкости интенсивно выделяется при резком падении давления. Например, если рабочая жидкость, содержащая 10% растворенного воздуха, подвергается воздействию давления ниже атмосферного, то около $\frac{1}{3}$ растворенного воздуха мгновенно выделяется в виде пузырьков свободного воздуха [6]. Этот процесс условно называют кавитацией, поскольку условия его возникновения, протекания и последствия такие же, как и в случае истинной кавитации. Наиболее характерными признаками этого процесса являются гидравлические удары, толчкообразные перемещения исполнительного механизма, сильные шумы и образование пены в резервуаре для масла. Вследствие многократного мгновенного расширения и сжатия пузырьков, образующихся при кавитации, наблюдается значительный местный нагрев, который способствует эрозии.

Кавитация может возникнуть при недостаточном прогреве рабочей жидкости, чрезмерной частоте вращения насоса, недостаточном

уровне масла в баке, больших скоростях движения жидкости в узких щелях и пр.

Вместо минеральных масел получили распространение жидкости на водной основе. Водно-гликолевые жидкости агрессивны к магниевым сплавам, цинку и кадмию. Водные растворы применяются в гидросистемах опасных в пожарном отношении. Они не совместимы (не смешиваются) с другими рабочими жидкостями и не могут быть рекомендованы в гидросистемах, имеющих насосы и гидромоторы с подшипниками скольжения. Синтетические жидкости дорогостоящие, они тяжелее масла, всасывающая способность насосов при их использовании ухудшается. Некоторые синтетические жидкости способствуют быстрому износу резиновых уплотнений [6].

2. Искусственное охлаждение жидкости в гидросистеме

В гидравлических системах, особенно с дроссельным регулированием скорости, большая часть энергии преобразуется в тепло, так как во время рабочих перемещений исполнительного механизма (наиболее длительных) значительная часть жидкости отводится через напорный золотник в бак под давлением. Это происходит также в том случае, когда не предусмотрена разгрузка насоса (частичная или полная) при выстаивании исполнительного механизма на упоре или в исходном положении. Для предохранения жидкости от перегрева емкость бака в этом случае выбирается $(2-3) Q$, где Q — минутная производительность насоса. Большие габариты бака приводят к увеличению размеров машины и ее веса.

Объем жидкости в баке можно значительно уменьшить, применяя искусственное водяное или воздушное охлаждение рабочей жидкости в гидросистеме. Введение подобных устройств значительно уменьшает габариты бака, а при небольших размерах его облегчается объединение насоса с баком и аппаратурой в самостоятельный узел — насосную установку. При этом улучшаются условия осмотра и регулирования функциональных узлов, упрощается герметизация бака и не подвергаются нагреву станина и другие корпусные детали, температурная деформация которых искажает первоначальное взаимное расположение механизмов. Стабилизация температуры масла в гидросистеме необходима в станках высокоточных (отделочно-расточных, заточных, шлифовальных и др.). Кроме того, насосная станция, выделенная в самостоятельный узел, уменьшает влияние вынужденных колебаний насоса и напорного золотника (возбуждающего колебания в системе в моменты срабатывания) на частотные характеристики исполнительных механизмов.

Применительно к станкам разработаны в ЭНИМС [10] насосные установки Г48-2 с одним насосом, Г48-3 с двумя насосами, Г48-1 с двумя насосами и с независимым потоком жидкости. На этих установках предусмотрены нормальная тонкая фильтрация жидкости и стабилизация температуры с помощью воздушного охлаждения в радиаторах.

3. Фильтрация рабочей жидкости

Фильтр является обязательным устройством любой гидравлической системы. Объясняется это тем, что загрязнения, имеющиеся в рабочей жидкости, нарушают первоначальные характеристики гидравлических аппаратов и агрегатов. В предохранительных клапанах и напорных золотниках загрязнения вызывают заклинивание золотников, стук, ложное срабатывание и износ мест сопряжения, в распределителях — заедание золотников, увеличение усилия, необходимого для осевого смещения золотников, увеличение усилия, необходимого для осевого смещения золотников и, как следствие, выход из строя электромагнитов, рассчитанных на определенное усилие; в обратных клапанах — износ запирающего элемента и седла, из-за чего нарушается герметичность; в дросселях — эрозия острых кромок; в цилиндрах — интенсивный износ штоков, внутренней поверхности цилиндров и уплотнений.

Неисправности из-за загрязнений приводят к внезапному нарушению работы системы, что вызывается частицами размером 100 мкм и более и постепенному выходу из строя или разрушению отдельных деталей, так как в системе имеется большое количество малых частиц.

В современных гидрофицированных машинах нередко используется высокое давление (порядка 15—25 МПа), а поэтому габаритные размеры аппаратов, агрегатов и сопрягаемых деталей в этих условиях значительно уменьшились, причем дополнительным условием является тенденция к уменьшению зазоров, что, как правило, повышает их чувствительность к загрязнениям.

Загрязнения вносятся в систему уже при заливке масла и количество их увеличивается за счет износа подвижных частей (в насосе, гидродвигателе, в аппаратуре). Частицы пыли могут проникнуть в бак в результате всасывающего эффекта; аналогичное может произойти при недостаточной герметичности уплотнений штока и других соединений. Продукты коррозии, появление которых вызвано конденсирующей в системе влагой, также остаются в масле.

Основную часть загрязнений рабочих жидкостей, как показали исследования различных авторов, составляют кварц, полевые шпаты и окислы металлов. Размеры этих частиц колеблются в пределах от 1 до 100 мкм с преимущественным преобладанием частиц размером 10—25 мкм. Частицы крупнее 100 мкм задерживаются фильтрами легко, сравнительно легко отфильтровываются фильтрами тонкой очистки частицы величиной от 5 до 100 мкм, но для улавливания частиц размером до 5 мкм необходимы специальные и дорогостоящие фильтры.

Исследования, проведенные Г. А. Никитиным и С. Е. Красницким [32], показали, что загрязнения в рабочей жидкости гидросистемы значительно повышает усилие, необходимое для осевого перемещения золотника в распределителе (типа 4Г-73), и что с введением в систему фильтров это усилие уменьшается. Так, при давлении 5 МПа и отсутствии фильтров через некоторое время си-

ла, противодействующая смещению золотника, достигала 175 Н. При введении поочередно пластинчатого, фетрового и бумажного фильтров эта сила соответственно составляла 130, 45 и 30 Н.

Твердость некоторых компонентов загрязнений, например абразива (кварца), превышает твердость материалов, из которых изготовлены детали гидроагрегатов. Даже небольшое количество таких частиц приводит к генерации большого числа новых, вызывающих значительный износ трущихся пар гидроагрегатов и в некоторых случаях их повреждение. Ряд исследователей [4, 15, 21, 24, 32] указывает на необходимость тонкой фильтрации с целью удаления из рабочей жидкости фракций, соизмеримых с зазорами между подвижными соединениями. Так, для золотниковых распределителей следящих систем, работающих при высоких давлениях, при величине зазора между золотником и втулкой от 2 до 4 мкм, устанавливается два, а иногда и три фильтра, из которых один предназначен для тонкой очистки жидкости, задерживающий частицы размером 1—2 мкм [27].

Как указывает Т. М. Башта, загрязнение рабочих жидкостей различными примесями снижает надежность и срок службы гидравлических агрегатов иногда в 10 раз.

При проектировании гидравлических систем следует иметь в виду, что фильтры по мере загрязнения оказывают потоку жидкости все возрастающее сопротивление, которое с определенного момента становится недопустимым. Поэтому необходима периодическая очистка фильтрующего элемента или его замена. В некоторых фильтрах (типа ФП7, ФС7) предусмотрен перепускной клапан, который при повышении перепада давления на фильтрующем элементе вследствие его засорения (а также увеличения вязкости или расхода жидкости) открывается, пропуская жидкость через корпус фильтра, минуя фильтрующий элемент. В крышке этих фильтров встроено индикаторное устройство, сигнализирующее о засорении фильтрующего элемента, а также магнит-золотник, задерживающий ферромагнитные частицы.

По тонкости фильтрации фильтры, применяемые в гидросистемах, делятся на три группы: грубой, нормальной и тонкой очистки. К первой группе относятся фильтры, задерживающие частицы размером более 0,1 мм. Это, как правило, сетчатые фильтры, которые устанавливаются на всасывающих магистралях. Фильтры для нормальной фильтрации задерживают частицы от 0,1 до 0,05 мм (пластинчатые, сетчатые). В третью группу входят фильтры войлочные (фетровые), картонные, удерживающие фракции до 0,005 мм.

При определении места фильтра в гидравлической системе необходимо соблюдать такие требования:

фильтры, встроенные на напорной магистрали, должны быть рассчитаны на максимально возможное давление в системе;

фильтры должны устанавливаться в местах, удобных для их демонтажа, замены фильтрующего элемента и слива отработанного масла и шлама;

независимо от места установки фильтра в системе необходимо предусматривать его защиту; если в системе во время работы возникают гидравлические удары и не предусмотрены устройства для компенсации их, то фильтры в таком случае лучше устанавливать на сливной магистрали, где давление мало;

приемные фильтры рекомендуется устанавливать ниже уровня масла, так как в противном случае возможно засасывание вспененного масла и с ним воздуха; сопротивление приемного фильтра при этом не должно превышать 0,01—0,015 МПа; во избежание засасывания механических примесей и шлама, осевших на дне бака, приемный фильтр рекомендуется устанавливать с таким расчетом, чтобы нижняя кромка сетки находилась от дна бака на расстоянии, равном утроенному диаметру всасывающей трубы.

Установка фильтров в гидравлических системах. Место установки фильтра или фильтров в системе зависит от многих факторов, но в основном от величины давления и расхода жидкости. Пластинчатые фильтры рассчитаны на максимальное давление до 6,3 МПа при наибольшем расходе масла для типоразмера 0,2Г41-1 до 70 л/мин, для 0,12Г41-1 до 50 л/мин и для 0,08Г41-1 до 35 л/мин. Фильтры сетчатые в основном применяются в системах смазки (0,5С42-11—0,15С42-14), где рабочее давление обычно находится в пределах 0,2—0,3 МПа; в качестве приемных фильтров получили применение фильтры типа С41-11 и С41-13. Фильтры тонкой очистки типа ФП7, ФС7 изготавливаются для различных расходов от 10 до 160 л/мин на два номинальных давления в 6,3 и 20 МПа с толщиной фильтрации до 5 мкм. Например, типоразмер $\frac{10-5}{200}$ ФП7 имеет условный проход 10 мм, толщина фильтрации 5 мкм и рассчитан на номинальное давление в 20 МПа.

Фильтры в гидравлической системе устанавливаются последовательно для фильтрации полного потока жидкости и параллельно гидродвигателю, когда пропускная способность фильтра меньше расхода жидкости в гидродвигателе. Для тщательной очистки жидкости рекомендуется последовательная установка фильтров с различной степенью фильтрации. Так, Farris Gohn A. [48], рассматривая способы включения фильтров в систему, приводит оптимальный вариант системы, в которой насос снабжен на всасывании фильтром с абсолютной толщиной очистки 220 мкм, гидродвигатели с распределителями защищены фильтрами 25 мкм, а в сливной магистрали устанавливается фильтр 3 мкм.

Исследуя герметичность и одновременно долговечность уплотнительных устройств поршня, А. А. Пожимов [36] определил, что срок службы манжет (ГОСТ 6969-54), изготовленных из резины, значительно увеличивается, если фильтрации подвергается весь поток жидкости.

При последовательном включении фильтра в напорную или сливную магистраль пропускная способность его должна соответствовать производительности насоса или наибольшему расходу жидкости в системе. Фильтр 6 (рис. 114, а), последовательно подклю-

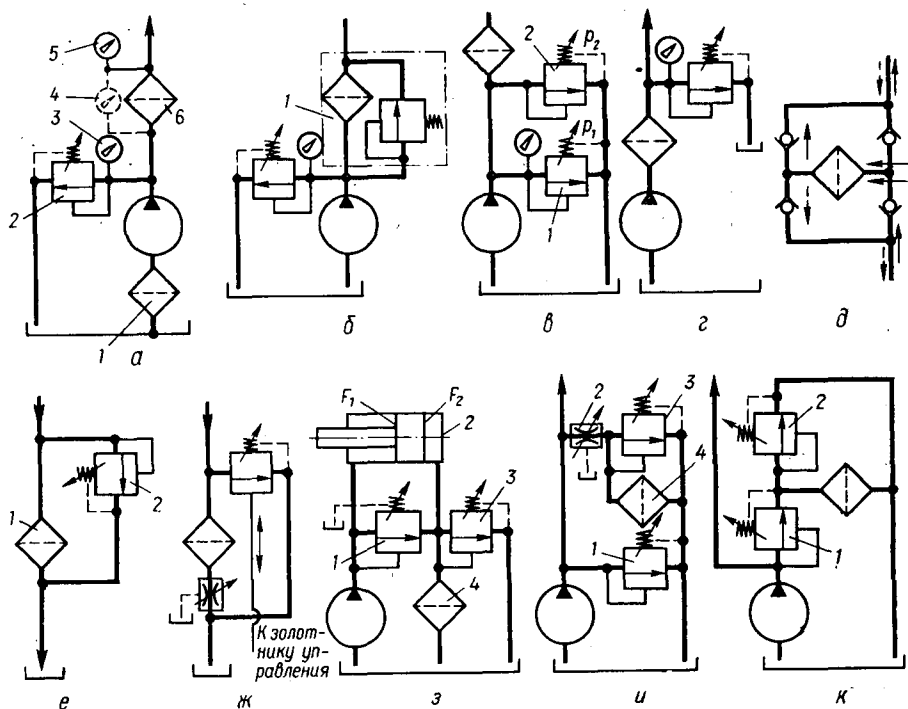


Рис. 114. Способы подключения фильтров в гидросистему для фильтрации:
а, б, в, г, д — полного потока жидкости на магистрали нагнетания; е—з — полного потока
жидкости на сливной магистрали; и, к — части потока жидкости

ченный в систему, обеспечивает защиту гидроагрегатов от механических частиц и находится под максимальным давлением. Степень загрязнения этого фильтра контролируется манометрами 3 и 5 (по разности показаний) или показаниями дифференциального манометра 4. Приемный фильтр 1 по мере загрязнения ухудшает условия заполнения всасывающей полости насоса, поэтому, с целью уменьшения сопротивления, его пропускная способность должна значительно превышать производительность насоса. Рекомендуется приемный фильтр выбирать с таким расчетом, чтобы его фильтрующая поверхность была больше площади сечения всасывающего трубопровода насоса в 50—100 раз. Для предохранения системы и фильтра от перегрузок служит клапан 2, пружина которого должна быть настроена на давление

$$p_k = p_p + \Delta p_n + \Delta p_{\phi} + (0,2 \div 0,3) \text{ МПа}, \quad (103)$$

где p_p — рабочее давление в цилиндре;

Δp_n — перепад давления между насосом и цилиндром;

Δp_{ϕ} — потери в фильтре (определяются из технической характеристики фильтра).

Из равенства (103) видно, что увеличение перепада давления в фильтре (вследствие его засорения) вызывает уменьшение p_p , а следовательно, и мощности, которая развивается цилиндром.

В случаях, когда прекращение подвода жидкости в систему от насоса недопустимо, но возможна кратковременная работа без фильтрации, следует выбирать фильтр с перепускным клапаном 1 (рис. 114, б), пружина которого должна настраиваться на максимально допустимый перепад давления в фильтре.

Заклинивание клапанов золотникового типа из-за проникания металлических или абразивных частиц в зазор между золотником и втулкой вызывает резкое повышение давления в системе. Это приводит к выходу из строя манометра, если он не защищен, разрыву трубопроводов или соединений, а возможно и фильтра. Поэтому для более надежной защиты магистралей и аппаратуры рекомендуется ставить параллельно два клапана предохранительных 1 и 2. Клапан 2 настраивается на давление p_2 несколько больше p_1 (рис. 114, в).

Если падение давления в системе недопустимо (например, в следящих устройствах, в системах с гидравлическим прижимом и др.), то фильтр устанавливается на напорной магистрали непосредственно за насосом, перед предохранительным клапаном. Такое расположение фильтра (рис. 114, г) исключает влияние на стабильность работы системы сопротивления фильтра, изменяющегося по мере засорения. Установка фильтра по указанной схеме допустима только при тщательной фильтрации жидкости перед заливкой ее в бак и если условия эксплуатации машины не вызывают интенсивного загрязнения жидкости.

Направление тока жидкости в фильтре должно быть постоянным, так как в противном случае задержанные частицы снова попадут в систему. На рис. 114, д фильтр встроен в мостовую схему, образованную обратными клапанами, поэтому независимо от направления тока жидкости в фильтре она имеет одностороннее течение. Необходимость подключения фильтра по указанной схеме может возникнуть в замкнутых системах с реверсивным насосом.

Установка фильтра на сливных магистралях обладает тем преимуществом, что фильтр не подвержен большим давлениям и задерживает продукты износа, образующиеся при работе всех агрегатов системы. Однако подобная установка фильтра недопустима, когда не желателен подпор, величина которого изменяется. Для предохранения фильтра 1 и ограничения величины противодействия параллельно фильтру устанавливается перепускной клапан 2 (рис. 114, е), настройка которого производится с учетом максимально допустимой величины перепада давления в фильтре.

В гидропроводе с дросселем, установленным на сливной магистрали для предотвращения зарастания щели в дросселе (при малых расходах), желательно перед дросселем располагать фильтр тонкой очистки. Если от гидродвигателя необходимо, например, при ускоренных ходах отвести большое количество жидкости, то па-

параллельно дросселю следует подключать напорный золотник с дистанционным управлением (рис. 114, ж).

На сливной магистрали от цилиндра 2 подключен фильтр 4 (рис. 114, з). Через этот фильтр жидкость отводится от предохранительного клапана 1. Такой способ подключения фильтра в систему позволяет после замены жидкости в баке произвести предварительную фильтрацию ее через клапан 1, что значительно уменьшает вероятность попадания загрязнений в систему. Перепускной клапан 3, подключенный параллельно фильтру, открывается при увеличении перепада давления на фильтре выше допустимой величины. Расходная характеристика фильтра 4 должна быть больше производительности насоса на величину отношения эффективных площадей цилиндра F_2/F_1 .

Параллельное подключение фильтра в систему применяется, когда расходная характеристика фильтра меньше объема циркулирующей жидкости в напорной и сливной магистралях, а также для тонкой очистки жидкости, так как эти фильтры изготавливаются для сравнительно малых расходов.

Фильтр тонкой очистки 4 (рис. 114, и), установленный параллельно клапану 3 после дросселя 2, пропускает только часть циркулирующей жидкости в системе и не защищает гидроагрегаты от проникновения малых частиц. Однако непрерывная очистка части потока уменьшает общую загрязненность.

Если расходная характеристика фильтра на 20—25% больше производительности насоса, то фильтр может быть установлен на сливной магистрали после напорного золотника 1 (рис. 114, к). В схемах, показанных на рис. 114, и и к, соответственно клапаны 3 и 2 выполняют функцию перепускного устройства, а клапан 1 служит для поддержания постоянного давления и предохранения системы от перегрузки.

В качестве приемного фильтра рекомендуется применять сетчатые фильтры, так как они имеют простую конструкцию, не нуждаются в корпусе и стоимость их невелика. Однако расположение такого фильтра внутри бака затрудняет визуальный контроль, а отсутствие индикатора, информирующего о степени загрязнения, создает ряд неудобств, связанных с его обслуживанием. Определить время, необходимое для очистки приемного фильтра, трудно, а сама очистка или замена фильтрующего элемента требует частичного демонтажа установки. Составить же достоверный график ухода за фильтром невозможно, так как накопление загрязнений происходит с различной скоростью.

Если же замена фильтра или его очистка не будет произведена своевременно, то в результате недостаточной подачи жидкости может возникнуть кавитация во всасывающей полости насоса и как следствие разрушение элементов насоса.

С целью устранения недостатков, которыми обладают приемные сетчатые фильтры, в последнее время стали применяться фильтры в корпусах с индикаторным устройством и перепускным клапаном с фильтрующей способностью до 5 мкм. В частности, за рубежом

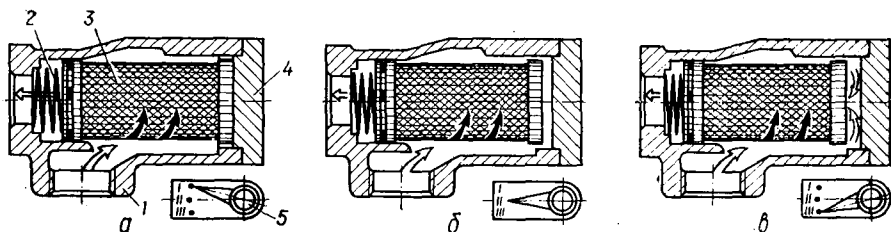


Рис. 115. Конструктивные схемы всасывающего фильтра модели «Телл-Тейл»

получили распространение всасывающие фильтры модели «Телл-Тейл» фирмы Ellison Ltd, допускающие их монтаж на наружной поверхности бака.

Во всех конструкциях всасывающих фильтров поток рабочей жидкости поступает сквозь стенки цилиндрического фильтрующего элемента 3, который может перемещаться вдоль продольной оси (рис. 115). В чистом состоянии фильтрующий элемент удерживается пружиной 2 и прижимается к фланцу 4. По мере загрязнения фильтра увеличивается перепад давления, благодаря чему фильтрующий элемент перемещается влево (в сторону пружины). Так как фильтрующий элемент связан передаточным звеном с указателем 5, который выведен на наружную поверхность корпуса 1, то указатель передвигается из положения I («фильтр чист») в положение II («фильтр нуждается в чистке»). Если не будут предприняты меры по очистке фильтрующего элемента или его замены, то дальнейшее загрязнение фильтра приведет к открытию перепускного клапана (на рис. 115 не показан), а стрелка индикатора переместится в положение III («перепуск»).

Таким образом, достаточно беглого взгляда на индикатор, чтобы выяснить, в каком состоянии находится фильтр. При необходимости стрелка индикатора может быть при помощи электрической цепи связана с сигнальной лампой, расположенной на пульте управления.

4. Влияние периодических и непериодических колебаний давлений в гидросистеме

Во время работы гидравлического привода возникают периодические колебания давления, возбудителями которых в основном являются насосы. Величина отношения заброса (повышения) давления к рабочему давлению составляет для шестеренных и некоторых поршневых насосов примерно 35% [23]. Эта величина достигает более высоких значений, если два или несколько насосов работают на одну магистраль, так как в этом случае амплитуды забросов давления могут складываться. Так, испытания, проведенные на одной из гидравлических систем, показали, что при двух параллельно работающих насосах с приводом от одного двигателя относительная пульсация давления в системе возрастает почти в 3,5 раза по сравнению с одним насосом [23]. Следует иметь в виду,

что амплитуды забросов нескольких параллельно работающих насосов не всегда складываются.

Значительно больше неприятностей приносят неперiodические колебания давления в гидросистеме из-за гидравлического удара, возникновение которого связано с внезапным изменением скорости движения жидкости в трубопроводе. Гидравлический удар возникает при остановке исполнительного механизма на упоре, во время реверса, а также в том случае, когда в системе применяются распределители с электрическим управлением, время срабатывания которых составляет долю секунды.

Колебания давления существенно влияют на эксплуатационную надежность трубопроводов и их соединительные элементы, а также могут вызвать уменьшение долговечности примененных материалов, разрушение пористых фильтров, манжет, разрушение узлов привода, несчастные случаи, преждевременное старение масла вследствие нагревания его при сжатии и расширении, возникновение резонансных колебаний, повреждение чувствительных измерительных приборов и др.

Повышение давления Δp при гидравлическом ударе, вызванном мгновенным перекрытием трубопровода, определяется известным уравнением Н. С. Жуковского

$$\Delta p = \rho a v_0, \quad (104)$$

где ρ — плотность жидкости;

a — скорость распространения импульса давления в жидкости (для минеральных масел и стальных труб может быть принята равной 1300 м/с);

v_0 — начальная скорость движения жидкости.

Гидравлический удар называют полным, если время перекрытия τ трубопровода меньше времени распространения волны давления от места перекрытия до противоположной части магистрали и обратно, т. е. меньше фазы удара

$$\tau = \frac{2l}{a},$$

где l — длина свободного участка магистрали, м;

a — скорость распространения импульса давления жидкости, м/с.

Если время перекрытия магистрали $\tau_m > \tau$, то удар будет полным, а в случае $\tau_m \gg \tau$ явление гидравлического удара может и вовсе отсутствовать. Относительная величина ударного давления в момент прихода поршня к упору в некоторых случаях возрастает в три-четыре раза [3].

Эффект гидравлического удара в тупиковых отводах имеет большое практическое значение, так как на подобных магистралях чаще всего устанавливается контрольно-регулирующая аппаратура (манометры, реле давления и др.), которая при гидравлическом ударе в системе может быть разрушена или будет давать ложные сигналы и показания.

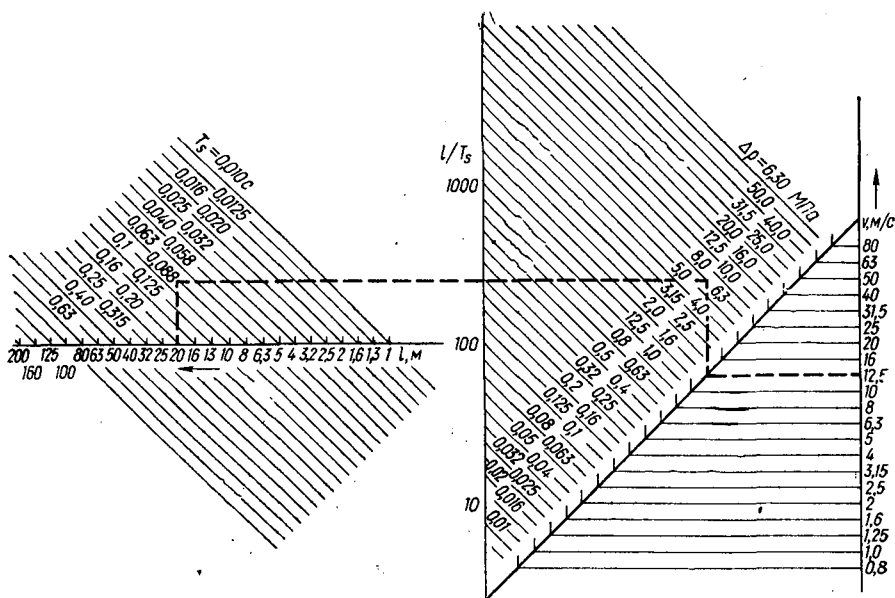


Рис. 116. Номограмма для определения ударного давления в трубопроводе

На основании экспериментальных исследований и практических данных получена формула для определения максимальной величины повышения давления в трубопроводе при внезапном закрытии органа управления, расположенного на пути следования жидкости [51].

Формула для определения перепада давления, МПа, в момент перекрытия трубопровода имеет такой вид

$$\Delta p = \frac{0,2\gamma v l}{g T_s \cdot 10^4}, \quad (106)$$

где γ — плотность жидкости, кг/м³;

g — ускорение силы тяжести, м/с²;

v — скорость течения жидкости, м/с;

l — длина трубопровода, м;

T_s — время закрытия органа управления, с.

Эта формула принята за основу при расчете толщины трубопроводов (Стандарт ФРГ DIN 2413).

Для удобства практического пользования этой формулой составлена номограмма для воды (рис. 116). Полученные величины необходимо пересчитать для других жидкостей в зависимости от их плотности

$$\Delta p = \Delta p_{\text{в}} \frac{\gamma_{\text{м}}}{\gamma_{\text{в}}}. \quad (107)$$

Пример. Плотность жидкости $\gamma = 1000$ кг/м³; длина трубопрово-

да $l=20$ м; время закрытия органа управления $T_s=0,08$ с; скорость течения жидкости $v=12,5$ м/с.

Определим перепад давления

$$\Delta p = \frac{0,2 \cdot 1000 \cdot 12,5 \cdot 20}{10 \cdot 0,8 \cdot 10^4} = 6,3 \text{ МПа}$$

и перепад давления при тех же условиях ($\gamma_m = 850$ кг/м³)

$$\Delta p_m = 6,3 \frac{850}{1000} \cong 5,5 \text{ МПа.}$$

С целью устранения или ограничения величины ударного давления следует уменьшить скорость перекрытия потока жидкости (скорость реверса). Для этого могут быть использованы распределители с гидравлическим или электрогидравлическим управлением, в которых предусмотрены устройства для регулирования скорости золотника.

Рекомендуется применять компенсаторы гидравлических ударов в виде газогидравлических аккумуляторов или предохранительных клапанов прямого действия. Следует указать, что клапаны прямого действия приемлемы для небольших давлений. При давлениях 10—20 МПа они громоздки и малочувствительны.

Подключение клапанов, аккумуляторов рекомендуется производить к магистралям в том месте, где возникает ударная волна. В случае установки компенсирующих устройств на значительном удалении от этого места защитный эффект их в результате действия сил инерции значительно нарушается.

Гидравлический удар может быть рационально использован в металлорежущих станках или других устройствах, где необходимо иметь осциллирующее движение или шаговое перемещение исполнительного механизма.

При обработке вязких материалов для устранения или значительного уменьшения наращивания стружки на передней грани резца изделию или резцу иногда сообщается осциллирующее движение, которое способствует, как показали наблюдения, уменьшению шероховатости обрабатываемой поверхности. Конструкции осциллирующих (или вибрационных) устройств разнообразны. Применяются электромеханические, электрогидравлические и гидравлические вибраторы. Вибратор гидравлический [41] более удобен в применении. Действие его основано на использовании явления гидравлического удара. В экспериментальной установке, а в дальнейшем в конструкции зубошестерингового станка модели 5714, генерирование гидравлических импульсов О. Н. Трифонов [41] получил с помощью вращающегося золотника, который периодически отключал насос от системы, переключая его в бак. При подключении нагнетательной полости насоса к баку давление в системе резко падало; при включении насоса в систему давление повышалось. Таким образом создавался гидравлический импульс, который воспринимался поршнем (или штоком) вибратора.

Подобный принцип использования гидравлического удара обладает важным достоинством — «энергоемкостью», т. е. способностью передавать большие силы и мощности при небольших размерах силового цилиндра.

5. Шум в гидравлических системах и способы его снижения

Слуховые органы человека не могут сами по себе защищаться от интенсивного шума, отрицательно действующего на нервную систему, на умственную и физическую его работоспособность. При интенсивном шуме человек не может сосредоточиться на своей работе, качество его работы ухудшается, в результате этого увеличивается процент брака, травматизма и нарушается его психическое равновесие. Болезненное ощущение в ушах возникает уже при уровне звукового давления примерно в 130 дБ, а устойчивое ослабление слуха в результате двух-трехлетнего и ежедневного пребывания в течение 8 часов при уровне звукового давления в пределах 100 дБ.

В связи с непрерывным увеличением установленной мощности гидропривода в машинах снижение уровня шума гидравлического оборудования является очень важной задачей.

С 1960 г. в различных странах проведено много исследовательских и экспериментальных работ с целью выяснения источников шума, определения причин возникновения шума, а конструкторами разработаны мероприятия по снижению уровня шума в промышленных установках, оснащенных гидравлическим оборудованием.

Источники возникновения шума. 1. Пульсация производительности насоса и, следовательно давления, приводит к вибрации насоса. Поток жидкости вибрации передаются остальному оборудованию и трубопроводам.

Пульсация в насосе возникает по различным причинам и зависит в основном от типа насоса, конструкции распределительного устройства и от качества изготовления. Уровень звукового давления позволяет обнаруживать дефекты в рабочем процессе машины, нарушающие надежность ее функционирования [5]. Следует иметь в виду, что уровень шума, дБ, современных насосов при различных давлениях составляет: для винтовых насосов 72—78, пластинчатых — 75—82, аксиально-поршневых — 76—85, шестеренных (с металлокерамическими зубьями) — 78—88, шестеренных (с фрезерованными зубьями) — 94—104.

Гидравлический шум в насосах при переходе жидкости из полости всасывания в полость нагнетания проявляется в виде интенсивной пульсации, образующейся в форме осциллирующей волны с частотой, равной числу насосных тактов в единицу времени. Например, в семиплунжерном насосе с осевым расположением плунжеров при частоте $n = 1500$ об/мин основная частота

$$f = \frac{7 \cdot 1500}{60} = 175 \text{ Гц.}$$

Однако потому что переход отдельных фаз сжатия протекает нелинейно, образуются сложные формы шумовых волн. Проведенные исследования [56] показали, что величина шума зависит от числа изменений давления в единицу времени и от скорости нарастания давления и, чем быстрее это происходит в каждом такте, тем выше уровень шума.

В насосах различных конструкций (кроме винтовых) переход жидкости из полости всасывания в полость нагнетания, т. е. процесс сжатия жидкости кратковременен и происходит за несколько градусов поворота ротора или шестерен насоса. Этот процесс сопровождается акустическим эффектом — характерным щелчком.

Исследования, проведенные в ЭНИМС [17], показывают, что общий уровень шума пластинчатых насосов типа Г12 увеличивается с увеличением давления в линии нагнетания и числа оборотов вала насоса. Для большинства испытанных шестеренных насосов общий уровень шума увеличивается с возрастанием числа оборотов шестерен и остается неизменным при увеличении давления в полости нагнетания.

Уровень шума насоса шестеренного с внутренним зацеплением примерно на 5—7 дБ меньше, чем у насосов с внешним зацеплением. Меньшая пульсация у насоса с внутренним зацеплением зубчатых колес происходит из-за удлинения линии зацепления.

2. Крутильные колебания вала насоса вызывают вибрацию.

3. Кавитация, которая возникает из-за высокой степени разрежения во всасывающей магистрали насоса, по причине вспенивания масла в баке, подсоса воздуха во всасывающую полость насоса через уплотнения вала, засорения приемного фильтра и отделения воздуха от жидкости в приемных фильтрах. Возникающие при кавитации пузырьки исчезают снова в зоне повышенного давления, что сопровождается значительными гидравлическими ударами местного характера и сильным шумом с широкой полосой частот.

4. Турбулизация потока жидкости в узких сечениях.

5. На уровень шума влияет общая компоновка гидропривода: большие вертикальные щиты с аппаратурой склонны к резонансным колебаниям; трубы, непосредственно связанные с резервуаром, также могут усилить вибрацию и шум, исходящие от насоса.

6. Особое значение имеет правильное конструирование резервуаров, которые должны обеспечить полное отделение нерастворенного воздуха из жидкости [6]. Примесь воздуха в 2—3% повышает уровень шума на 10 дБ.

В настоящее время получили признание и распространение устройства и способы, снижающие шум в оборудовании, оснащенном гидравлическим приводом.

— Насос рекомендуется закреплять на изолирующей демпфирующей прокладке, а его выходной вал соединять с валом электродвигателя при помощи упругой муфты.

— Применение жесткого резервуара для насосов, установленных внутри бака и погруженных в рабочую жидкость.

— Снижение частоты вращения насоса с 1440 до 980 с⁻¹ при соответственном увеличении рабочего объема уменьшает уровень звукового давления на 6—10 дБ.

— Снижение скорости потока жидкости до 5 м/с в напорном и до 1,6 м/с в сливном трубопроводах.

— Установка аккумулятора на напорной магистрали.

— С целью снижения амплитуды возмущающей волны давления в насосе в нагнетательную магистраль встраивают эластичную трубу с большим отношением длины к диаметру, которая выполняет роль виброгасителя. Если установка эластичных шлангов нежелательна, то может быть использован гидравлический успокоитель, выполненный в виде перфорированной трубы с диаметром перфораций, равным внутреннему диаметру нагнетательной магистрали. Перфорированная труба должна быть встроена в магистраль так, чтобы между ее наружным диаметром и корпусом проставки был сохранен кольцевой зазор.

При наличии такого устройства энергия постоянной составляющей давления передается беспрепятственно через него, а энергия пульсирующей, составляющей давления, гасится при прохождении через перфорации.

— При постоянной скорости вращения насосов рекомендуется устанавливать в напорном трубопроводе специальные глушители, например, в виде глухого отрезка трубы, перпендикулярного к основному напорному трубопроводу. Такой глушитель, путая наложения отраженных им колебаний давления на пульсацию потока, обеспечивает снижение пиковых значений колебаний давления и соответственного уровня шума.

Резкие изменения направления потока жидкости могут вызвать турбулентное течение жидкости, поэтому не рекомендуется применять радиусы изгиба трубопроводов менее $3,5 D$ (D — диаметр трубы) на участках гидросистемы, где возможны пульсации давления рабочей жидкости и интенсивные колебания рабочего давления.

Трубопроводы рекомендуется закреплять с помощью упругих элементов [23].

Эффективным способом снижения шума является гашение турбулентности в дросселях, что достигается распределением потока по нескольким каналам. Конструкция многоканального дросселя зависит от соотношения расхода и давления; в частности, чем меньше расход и больше давление, тем меньше диаметр каналов и больше их длина. Суммарная проходная площадь каналов должна быть больше площади канала обычного дросселя, т. е. размеры малозумного дросселя больше. Для конструкций, работающих в широком диапазоне давлений, расходов и температур, фирма Sulzer [50] создала пористый дросселирующий элемент. Заданная характеристика дросселя достигается набором этих элементов, имеющих различные диаметры, толщину и пористость. Для предотвращения загрязнения элементов перед ними устанавливается фильтр. При наличии пористых элементов уровень шума самого большого дросселя не превышает 70—85 дБ.

Наименьший уровень шума при больших перепадах давления (5,0—7,0 МПа) из существующих дросселей имеет дроссель диафрагменного типа [58].

Во многих случаях добиваются значительного снижения шума установкой короткого прямого шланга в нагнетательном трубопроводе.

Для значительного снижения шума рекомендуется звукоизоляция стенок и камер. Звукоизоляция камер снижает уровень шума на 25—35 дБ.

6. Трубопроводы

Эксплуатация гидрофицированных машин показала, что надежность их во многом зависит от надежности трубопроводов и соединений, которые, как и вся система во время работы, подвергаются переменным нагрузкам, нередко значительным (при возникновении гидравлических ударов), вибрациям, воздействию температуры и др.

Из всех трубопроводов, расположенных на всасывающих сливных и нагнетательных участках, последние постоянно или периодически находятся под давлением, а также под действием динамических нагрузок, вызванных пульсацией давления жидкости. Всасывающие трубопроводы, расположенные между баком и всасывающей полостью насоса, испытывают малое (иногда отрицательное) давление; сливные трубопроводы находятся под давлением, обусловленным, в основном, гидравлическими сопротивлениями, которые размещены между потребителем (цилиндром, гидромотором) и баком.

При проектировании и монтаже трубопроводов необходимо придерживаться таких положений:

— Следует стремиться к уменьшению общего количества криволинейных участков, избегать малых радиусов изгиба, а также нарушения цилиндричности поперечного сечения трубопроводов выше допустимых норм в месте изгиба и на прямолинейных участках. Изгибы большой кривизны, овальность и другие виды искажений сечения трубы недопустимы в основном по причине возрастания действующих в трубопроводе напряжений, которые при пульсирующем давлении приводят к усталостным разрушениям.

— При монтаже трубопроводов следует избегать также напряжений, возникающих в результате монтажных неточностей, величина которых в отдельных случаях может превышать предел текучести материала трубы.

— При параллельной прокладке нескольких трубопроводов необходимо сохранять между ними зазор, достаточный для осмотра.

— Не рекомендуется прокладывать трубопроводы (гидравлической системы) вблизи электрических проводов или над ними (требования техники безопасности).

Надежность работы гибких трубопроводов (шлангов) зависит в основном от соблюдения правил монтажа [23]. Так как тепло-

выделение с поверхности шлангов в 2—3 раза меньше, чем с поверхности металлических труб, то при напряженном тепловом режиме гидросистемы следует по возможности ограничивать применение шлангов.

Расход жидкости в трубопроводе определяется производительностью насоса или расходом в потребителе. Диаметр трубопровода находят из зависимости

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2},$$

где v — скорость течения жидкости, м/с;

Q — расход жидкости, л/мин;

d — внутренний диаметр трубопровода, мм;

откуда

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{v}}.$$

Скорость течения жидкости в трубопроводах зависит в основном от давления в гидросистеме (табл. 19).

Таблица 19

Трубопроводы	v , м/с	
	по рекомендациям иностранных фирм	в станкостроении
Всасывающие	1,2	0,5—1,5
Сливные	2,0	2,0
Нагнетательные при давлениях, МПа,		
до 2,5	3	} 3—5
5,0	4	
10,0	5	
свыше 15,0	более 5	

Следует помнить, что с увеличением диаметра трубы площадь ее поперечного сечения, расход жидкости и тепловыделения, являющиеся результатом трения жидкости о стенки трубы, растут быстрее, в то время как поверхность теплоотдачи пропорциональна диаметру трубы. Поэтому при больших расходах и ситуациях, когда возможен интенсивный нагрев жидкости, следует на 20—25% снижать рекомендуемую скорость.

Режим течения жидкости характеризуется числом Рейнольдса Re . Режим течения изменяется при критическом числе Рейнольдса $Re_{кр}$: поток ламинарный, если $Re < Re_{кр}$; поток турбулентный, если $Re > Re_{кр}$. В трубопроводах гидравлических систем обычно наблюдается ламинарный поток; турбулентный же режим чаще происходит в предохранительных клапанах, дросселях, распределителях, а также в местных сопротивлениях, смонтированных на трубопро-

водах. Следует избегать режимов близких к $Re_{кр}$, так как при длительной работе может возникнуть пульсация давления, нарушение стабильности расходов на отдельных участках системы, повышенный нагрев жидкости и др.

Потеря давления, МПа, в трубопроводе вычисляется по формуле

$$\Delta p = \lambda \gamma \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} 0,1, \quad (109)$$

где λ — коэффициент сопротивления;
 γ — объемный вес жидкости, кг/м³;
 l — длина трубопровода, м;
 d — внутренний диаметр трубы, м;
 v — средняя скорость потока, м/с;
 g — ускорение силы тяжести ($g=9,81$ м/с²).

Теоретическое значение коэффициента сопротивления для ламинарного потока ($Re < 2300$) с учетом охлаждения внешних слоев жидкости и возможных неровностей на внутреннем диаметре трубы

$$\lambda = \frac{75}{Re}.$$

С учетом указанного значения λ потеря давления

$$\Delta p = \frac{15,0 \nu l \rho}{\pi d^4} Q, \quad (110)$$

где ν — кинематическая вязкость [1];

ρ — плотность жидкости.

Формула (110) справедлива для прямолинейных участков трубы, сопротивление движению жидкости в которых создается в основном в результате гидравлического трения. Криволинейные участки, угловые, Т-образные соединения, штуцеры, аппаратура создают местные сопротивления, которые при определении общего перепада давления в гидросистеме должны учитываться. Потеря давления, МПа, для минерального масла с удельным весом $\gamma = 880$ кг/м³

$$\Delta p_{м.с} = 0,47 \cdot 10^{-3} \xi v^2 = 0,21 \xi \frac{Q^2}{d^4}, \quad (111)$$

где ξ — коэффициент сопротивления [1].

Коэффициент сопротивления для последовательно расположенных местных сопротивлений

$$\sum_1^n = \xi_1 + \xi_2 + \dots + \xi_n.$$

Следует иметь в виду, что перепад давления для нормализованной аппаратуры приведен в технической характеристике этих аппаратов.

Поскольку большинство реальных гидросистем станков и других машин работают в органиченном диапазоне значений чисел Re ,

потери напора в трубопроводах при расчетах (приближенных) можно определять по эмпирической формуле, рекомендованной ЭНИМС,

$$\Delta p = 0,0072 \frac{v}{d^5} l. \quad (112)$$

Независимо от точности определения потерь в гидросистеме, окончательная корректировка давления в насосе производится при наладке машины путем настройки пружины напорного золотника или предохранительного клапана.

Приближенный расчет трубопроводов на прочность. Прочность прямых отрезков тонкостенных труб с открытыми концами, нагруженных внутренним статическим давлением, может быть проверена на продольный разрыв по формуле

$$\sigma_p = \frac{pd_n}{2s}, \quad (113)$$

где σ_p — допустимое напряжение материала трубы при разрыве по окружности (обычно выбирается равным 30—35% величины временного сопротивления);

p — максимальное давление жидкости;

d и s — наружный диаметр и толщина стенки трубы.

Толщина стенки с учетом отклонений в размерах диаметра и толщины стенки

$$s = \frac{p(d+m)}{2\sigma_p n}, \quad (114)$$

где m — отклонения по диаметру трубы;

n — допустимое отклонение толщины стенки по ГОСТ 8734—75, ГОСТ 8732—78, ГОСТ 10707—73 колеблется в пределах от 8—15%.

Для расчета толстостенной трубы ($\frac{d}{s} < 16$), в которой напряжение изменяется от максимального значения на внутренней стенке до минимального на наружной стенке, применяется формула Ляме

$$\sigma_p = p \frac{d^2 - 2s - 2s^2}{2s(d - s)} \quad (115)$$

Многие мобильные машины работают в условиях переменной температуры окружающей среды, в условиях изменения температуры жидкости в гидросистеме. Из-за этого возникают температурные напряжения в трубопроводах. При малых толщинах стенки трубы температурные напряжения

$$\sigma_t = \frac{E\alpha(t_b - t_n)}{2(1 - \mu)}, \quad (116)$$

где E — модуль упругости;

α — коэффициент линейного расширения;

t_v и t_n — температура внутренней и наружной поверхности стенок трубы;

μ — коэффициент Пуассона.

Если труба из стали $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа; $\alpha=12,5 \cdot 10^{-6}$; $t_v - t_n = 50^\circ \text{C}$; $\mu=0,3$,

$$\sigma_t = \frac{2(1 - 0,3)}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12,5 \cdot 10^{-6} \cdot 50} \approx 94 \text{ МПа.}$$

7. Уплотнительные устройства

Уплотнительные устройства являются одним из основных элементов, от которых во многом зависит надежность действия гидрофицированных узлов и механизмов. При выходе уплотнения из строя гидравлические агрегаты становятся неработоспособными.

В зависимости от требований, предъявляемых к гидравлическим аппаратам и агрегатам, уплотнители должны обеспечить полную герметизацию рабочей жидкости или существенно уменьшить утечки ее. Не допускаются утечки наружу; утечки же жидкости внутри агрегатов (в рабочих цилиндрах, в аппаратуре, гидромашинах и др.) в большинстве случаев допустимы, но регламентированы по величине. Значительные внутренние утечки вызывают потерю мощности и могут нарушить режим работы гидросистемы, особенно при малых скоростях исполнительного механизма.

Все уплотненные устройства по характеру уплотняемых соединений подразделяются на три группы: для неподвижных соединений (уплотнение крышек, фланцев, головок и др.); для соединений подвижных с возвратно-поступательным движением (уплотнение поршня, штока, золотника в распределителе и др.) и для соединений с вращательным движением.

По принципу действия уплотнительные устройства подразделяются на: контактные, создающие герметизацию за счет плотного прилегания уплотняющих деталей к соответствующим сопряженным поверхностям, и бесконтактные, при работе которых имеются зазоры в соединениях.

Контактные уплотнения (прокладки, уплотнительные кольца, манжеты) сохраняют высокую герметичность, однако имеют ограниченную долговечность и создают дополнительную нагрузку в подвижных соединениях при взаимном их перемещении.

По конструктивным особенностям и характеру работы уплотнения для неподвижных соединений делятся на три типа: без промежуточных элементов; с промежуточными элементами (прокладки, кольца), у которых давление среды уменьшает контактное давление между сопряженными поверхностями (несамоуплотняющиеся) и уплотнения с промежуточными элементами, у которых увеличение давления среды способствует увеличению контактного давления между сопряженными поверхностями (самоуплотняющиеся).

Уплотнение без промежуточных элементов достигается за счет тщательной обработки (подгонки) мест сопряжения (шлифовкой

для деталей из стали или шабрением, если сопрягаемые детали изготовлены из чугуна). Хорошая герметичность может быть достигнута при давлениях до 3—4 МПа. Смазывание сопрягаемых поверхностей жиром, графитом с маслом несколько улучшает герметичность соединения.

Соединения без промежуточных элементов дорогостоящие, применяются сравнительно редко и в основном там, где требуется точно выдержать размер соединения или строгую перпендикулярность мест сопряжения (рис. 117, б).

Абсолютную герметичность можно создать коническими резьбовыми соединениями; происходит это за счет деформации витков резьбы.

Уплотнения самоуплотняющиеся. Применение плоских и фасонных прокладок или колец между сопрягаемыми деталями значительно упрощает технологию изготовления контактирующих поверхностей. Из-за деформации прокладки при затяжке стыкового соединения создается высокое контактное давление, необходимое для герметичности. Давление на контактной поверхности прокладки должно быть больше давления уплотняемой среды. Усилие R , необходимое для прижатия контактирующих поверхностей, определяется из уравнения

$$R = p \frac{\pi D^2}{4} + k p f, \quad (117)$$

где p — давление уплотняемой среды;

f — площадь прокладки;

k — коэффициент, обеспечивающий герметичность уплотнения (рекомендуется $k = 1,2 \div 1,5$).

Прокладки бывают металлические и неметаллические (из резины, фторопласта, кожи, картона, бумаги). Плотная бумага применяется при давлении уплотняемой среды не выше 6,5 МПа. При больших давлениях (до 10 МПа) рекомендуются прокладки из тонкого картона, пропитанного нитролаком. Для давлений более 10 МПа применяются прокладки металлические из свинца, алюминия, красной меди и мягкой стали.

Следует иметь в виду, что при затяжке металлические прокладки подвергаются пластической деформации и теряют при этом первоначальную пластичность. Для вторичного использования металлических прокладок (из красной меди, мягкой стали) их необходимо отжигать.

Для неподвижных и подвижных самоуплотняющихся соединений применяются эластичные кольца квадратного, крупного и других сечений (рис. 117, в, г, д, е, и ж). Уплотнение устанавливается в расточке, выполненной в одной из сопрягаемых деталей. Под давлением кольцо прижимается к контактным поверхностям с силой, пропорциональной давлению среды (рис. 117, з)

$$p_k = p_i + p,$$

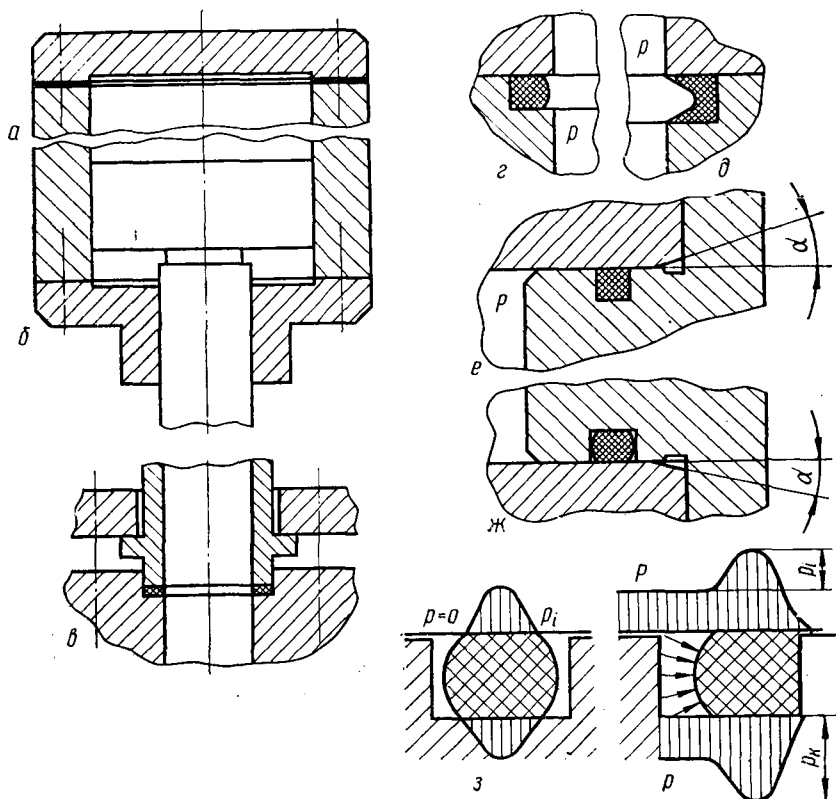


Рис. 117. Уплотнение соединений за счет:

а — прокладок из бумаги, картона; *б* — тщательной подгонки сопряженных поверхностей; *в* — прокладки из красной меди, мягкого железа; *г—ж* — применения колец, манжет из маслостойкой резины; *з* — кольца круглого сечения

где p_i — контактное давление, созданное за счет предварительного сжатия сечения кольца; составляет 8—20% от диаметра или высоты кольца (для квадратного сечения);

p — давление уплотняемой среды.

При выборе уплотнительного устройства и проектировании места под уплотнение следует пользоваться справочным пособием и соответствующими ГОСТами [1, 2].

Поверхность цилиндров, штоков, отверстий для золотников, по которым перемещаются резиновые уплотнительные элементы (для подвижных соединений), должны быть шлифованы и полированы с шероховатостью не ниже 7—8-го, но не выше 9—10-го класса, так как при этом возрастают прилипание и износ резиновых деталей [29]. Следы обработки должны быть перпендикулярны к оси штока. Поверхности стальных деталей, по которым скользят резиновые элементы, рекомендуется хромировать.

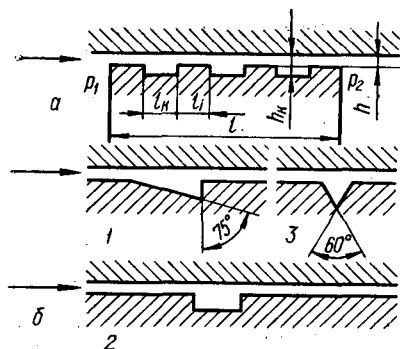


Рис. 118. Форма сечения лабиринтных канавок

Уплотнения для подвижных соединений могут быть двух типов: без промежуточных элементов, когда степень герметичности обеспечивается минимальным зазором между уплотняющими средами, и уплотнения, в которых герметичность соединения создается специальными уплотняющими деталями за счет сил упругости этих деталей и давления уплотняемой среды, а также в результате совместного действия, упругости и давления.

Уплотнения первого типа — щелевые или лабиринтные (рис. 118, а) применяются в распределителях, аппаратуре предохранения, управления, гидродвигателях, где между тщательно подогнанным золотником, плунжером или поршнем и втулкой (корпусом, гильзой) отсутствуют промежуточные элементы.

Известно, что утечки через щели под действием перепада давления пропорциональны величине зазора, поэтому h (рис. 118, а) стремятся получить минимальным. В практике h устанавливается в зависимости от диаметра плунжера (золотника). Для серийного или массового производства зазоры между сопрягаемыми парами изменяются от 0,003 до 0,1 мм для диаметров соответственно от 6 до 200 мм. Увеличение общей длины сопряжения l способствует уменьшению утечек.

Лабиринтные канавки на золотниках помимо выравнивания давления в зазоре способствуют уменьшению трения и увеличению гидравлического сопротивления.

Эксперименты, проведенные Г. А. Никитиным и А. М. Ипатовым [33], показали, что на величину коэффициента сопротивления ξ влияет форма сечения лабиринтной канавки, ширина ее l_k , глубина h_k и расстояние между канавками l_i (рис. 118, б). Установлено, что канавка 1 (по конфигурации) оказывает большее сопротивление, чем канавка 2 (примерно на 40%); минимальное сопротивление создает канавка 3 треугольной формы. Максимальное значение ξ получено при отношении $l_k/h=20$, $h_k/h=3-5$ и $l_i>40h$. Гидравлическое сопротивление канавки, имеющей округленные кромки, примерно на 30% меньше сопротивления канавки с острыми кромками. Если направление потока изменяется, то на плунжере или поршне лабиринтные канавки следует применять прямоугольной конфигурации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамов Е. И., Колисниченко К. А., Маслов В. Т. Элементы гидропривода (справочник). — Киев: Техніка, 1969. — 320 с.
2. Аврутин Р. Д. Справочник по гидроприводам металлорежущих станков. — М.—Л.: Машиностроение, 1965. — 180 с.
3. Башта Т. М., Руднев С. С., Некрасов Б. Б., Байбаков О. В., Кирилловский Ю. Л. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. — М.: Машиностроение, 1970. — 504 с.
4. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика. — М.: Машгиз, 1963. — 696 с.
5. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. — М.: Машиностроение, 1974. — 607 с.
6. Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. — М.: Машиностроение, 1972. — 320 с.
7. Башта Т. М., Зайченко И. З., Ермаков В. В., Хаймович Е. М. Объемные гидравлические приводы. — М.: Машиностроение, 1969. — 628 с.
8. Башта Т. М. Снижение шума в гидросистемах машин. — «Вестник машиностроения», 1971, № 6, 33—38 с.
9. Богданович Л. Б. Гидравлические приводы в машинах. — Киев: Машгиз, 1962. — 223 с.
10. Богданович Л. Б. Объемные гидроприводы. — Киев: Техніка, 1971. — 171 с.
11. Брон Л. С., Тартаковский Ж. Э. Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий. — М.: Машиностроение, 1974. — 327 с.
12. Васильев Б. П. Влияние сжимаемости жидкости на скорость движения гидравлических исполнительных механизмов. — В сб.: «Гидравлические прессы». — М.: «Машиностроение», 1966. — 70—76 с.
13. Великанов К. М., Решетихин Н. В. Изменение экономической эффективности вариантов гидропривода металлорежущих станков в зависимости от мощности. — Научно-технический информационный бюллетень, 1960, № 4.
14. Виленский Л. В. Некоторые вопросы конструирования гидропневматических аккумуляторов. — В сб.: «Гидропривод и гидроавтоматика». М.—Л.: Машиностроение, 1965.
15. Гийон М. Исследование и расчет гидравлических систем. — М.: Машгиз, 1964. — 388 с.
16. Ермаков В. В. Гидравлический привод металлорежущих станков. — М.: Машгиз, 1963. — 324 с.
17. Зайченко И. З., Мышлевский Л. М. Лопастные насосы и гидромоторы. — М.: Машиностроение, 1964. — 212 с.
18. Зайченко И. З., Сахно Ю. А. Синхронизация рабочих органов станков при помощи гидравлических делительных клапанов. — «Станки и инструмент», 1965, № 11, с. 16—19.
19. Зайченко И. З., Васильев Н. В. Исследование и расчет новых конструкций дросселей. — «Станки и инструмент», 1960, № 7, с. 10—13.
20. Ивлев В. М. Энергетические возможности пневматических гидроаккумуляторов и методика определения их параметров при проектировании гидросистем. Автореф. кан. дис. — Киев, 1965.

21. Ильин М. Г., Бекиров Я. А. Технология изготовления прецизионных деталей гидропривода. — М.: Машиностроение, 1971. — 159 с.
22. Каменецкий Г. И. Насосные установки для гидропривода станков. — «Станки и инструмент», 1967, № 8, с. 28—32.
23. Комаров А. А., Сапожников В. М. Трубопроводы и соединения для гидросистем. — М.: Машиностроение, 1967. — 231 с.
24. Комаров А. А. Надежность гидравлических систем. — М.: Машиностроение, 1969. — 236 с.
25. Коробочкин Б. Л. Динамика гидравлических систем станков. — М.: Машиностроение, 1976.
26. Леонов А. Е. Насосы гидравлических систем станков и машин. — М.—К.: Машгиз, 1960. — 224 с.
27. Лещенко В. А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. М.: Машиностроение, 1975. — 288 с.
28. Лещенко О. Д. и др. Экспериментальное исследование гидравлического привода с ролико-лопастным гидромотором в области малых скоростей. — «Вестник машиностроения», 1975, № 10, с. 58—60.
29. Лозовский В. Н. Надежность гидравлических агрегатов. — М.: Машиностроение, 1974 — 316 с.
30. Макаров Г. В. Уплотнительные устройства. — М.—Л.: Машиностроение, 1973. — 232 с.
31. Марутов В. А., Павловский С. А. Гидроцилиндры. — М.: Машиностроение, 1966. — 169 с.
32. Никитин Г. А., Красницкий С. Е. Влияние загрязнения жидкости гидросистем на силы трения в золотниковых распределителях. — «Станки и инструмент», 1966, № 1, с. 37—40.
33. Никитин Г. А., Ипатов А. М. Проектирование и расчет лабиринтных уплотнений гидроагрегатов. — «Вестник машиностроения», 1973, № 10, с. 27—31.
34. Осецкий А. Некоторые вопросы регулирования скоростей в гидроприводах металлорежущих станков. — В сб.: «Исследование в области металлорежущих станков». Вып. 4. М., Машгиз, 1961, с. 19—27.
35. Петухов В. М. Гидромоторы с рабочим объемом 16, 40, 63, 125, 400 см³/об на базе аксиально-поршневых насосов давлением до 320 кгс/см². — В сб.: «Металлорежущие станки и автоматические линии», 1975, вып. 9, с. 1—8.
36. Пожимов А. А. Результаты исследования уплотнений поршней цилиндров. — Материалы 5-й Ленинградской научно-технической конференции. — Л.: ЛДНТН, 1966, с. 41—44.
37. Розанов Б. В. Гидравлические прессы. — М.: Машгиз, 1959. — 428 с.
38. Рыбкин Е. Н., Усов А. А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков. — М.: Машгиз, 1960. — 187 с.
39. Сиов Б. Н. Истечение жидкости через насадки в среды с противодавлением. — М.: Машиностроение, 1968. — 188 с.
40. Таршин М. С. Контроль гидравлических сопротивлений. — М.: Машиностроение, 1966. — 157 с.
41. Трифонов О. Н. Возможности использования гидравлического удара в металлорежущих станках. — В сб.: Исследование в области металлорежущих станков, вып. 4. М., Машгиз, 1961 с. 54—58.
42. Хаймович Е. М. Гидроприводы и гидроавтоматика станков. — Киев — Москва: Машгиз, 1959. — 555 с.
43. Dietrich Fischer. Der Aufbau Olhydraulischer steuerungen aus Fertigbauelementen. — «Olhydraulik und Pneumatik», 1969, № 1, z. 14—20.
44. Diter. Hydraulikspeicher für den allgemeinen Maschinen — Werkzeugmaschinen und Fahrzeugbau. — «Konstruktion», August, Heft 8, 1957, z. 294—299.
45. Eggenschwiler R. Verwendung von Filter in ölhydraulischen Anlagen. — «Schweiz. Maschinenmarkt». 1967, № 18, z. 76—79.
46. Ewald Krieb. Gleichlaufsteuerungen in der Olhydraulik. — «Deutsche hebe- und fúrdertechnik». Heft 10, 1966, z. 51—56.
47. Falley E. Drosselregelungen in ölhydraulischen Antrieben. — «Olhydraulik und Pneumatik». 1960, № 10, z. 15—17.

48. Farris John A. Fluid system filtration «Mach. Design», 1967, № 12, p. 163—167.
49. Geräusche in Hydrauliksystemen. Beide Analyse sind viele Faktoren zu berücksichtigen. — «Maschine», 1974, № 5, z. 36—37.
50. Geräusharme Ventile in der Energierzeugung. — «Schweiz. Maschinenmarkt», 1975, № 3, z. 54—55.
51. Hase R. Druckstoß in hidraulischen Anlagen. «Werkstattstechnik», 1970, № 12, z. 783—784.
52. Käppler. Verwendung von Drack flussigkeitsspeicher. — «Maschinenbau Technik», № 5, 1963, z. 261—267.
53. Käppler und M. Müller. Rerechnung und Ein Satzbedingungen gasbelasteter Druck flussigkeitsspeicher. — «Maschinenbau Technik», 1964, № 8, z. 407—412.
54. Klein. Anwendung hydropneumatischer Energiespeicher in der Olhydraulik. — «Koustruktion», Januar, Heft 1, 1964, z. 12—21.
55. Langoch O. Lärmbekämpfung bei hydraulischen Anlagen. — «Ölhydraul. und Pneum.», 1972, № 9, z. 393—397, A 9.
56. Martin B. F. Noise in hydroulik mochinery. — «Hydraeie Pneumatic Power», July, 1966, 438—442.
57. Norrison W. M. The principle and application flow divider valwes of hydraulic. — «Hidraulic power transmission». October, 1962, p. 668—674.
58. Rébel J., Schmid G. Geräuschuntersuchungen an Drosselventilen. — «Jnd. — Anz.», 1975, № 61, z. 1339—1340.
59. Stefan Stryczek. Pszekladnie hydrosta — tuczne. — «Pszeqląd mechaniczny», 1968, zeszyt. 7, s. 193—197.
60. Town H. C. Systems hydrauligus a verius multiples power la cormnande des mashines. — «Energie Fluide et Lubrification», Nowember, 1967, p. 25—30.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава I. Гидравлическая аппаратура управления и распределения . . .	5
1. Обратные клапаны	5
2. Напорный золотник типа Г54-2 и БГ54-2	9
3. Напорный золотник с обратным клапаном типа Г66-2	11
4. Клапан предохранительный с переливным золотником типа Г52 . . .	12
5. Разделительная панель типа Г53	13
6. Клапан редукционный с регулятором типа Г57	15
7. Реле давления типа ПГ62-11	16
8. Дроссель с регулятором типа Г55-2	17
9. Дроссель с регулятором и предохранительным клапаном типа Г55-1 .	19
10. Распределители типа Р102	20
11. Миниатюрная гидравлическая аппаратура	23
Глава II. Насосы и гидромоторы	28
1. Некоторые термины и определения	28
2. Основные параметры гидромашины	29
3. Гидравлические машины шестеренного типа	31
4. Пластинчатые насосы и гидромоторы	36
5. Ролико-лопастные гидромоторы модели ГМ	44
6. Машины аксально-поршневые	46
7. Машины радиально-поршневые	49
Глава III. Регулирование скорости	56
1. Объемный способ регулирования скорости	56
2. Дроссельное регулирование скорости	59
3. Регулирование скорости гидромоторов	65
4. Получение малых расходов жидкости	70
5. Автоматические способы переключения скоростей	73
Глава IV. Разгрузка насоса и системы от давления	91
1. Полная разгрузка насоса	92
2. Разгрузка насоса с удержанием заданного давления в рабочем цилиндре	96
3. Разгрузка насоса большей производительности	97
4. Автоматическая разгрузка насоса в положении «стоп»	100
Глава V. Последовательное включение в работу гидродвигателей . . .	104
Глава VI. Устройства и системы, обеспечивающие синхронную работу гидродвигателей	121
1. Гидросистемы с регулятором скорости	122
2. Гидравлические системы с делителями потока	125
3. Синхронизация при помощи дозаторов	133

4. Синхронизация при последовательном подключении цилиндров в систему	140
5. Комбинированные способы подключения цилиндров в систему	144
6. Синхронизация силовых цилиндров при параллельно-перекрестном подключении их в систему	148
Глава VII. Силовые цилиндры (гидродвигатели для возвратно-поступательного движения)	153
1. Цилиндры двустороннего силового действия	154
2. Цилиндры одностороннего силового действия и комбинированные	158
3. Преобразователи	161
4. Цилиндры поворотного действия	166
5. Оптимальное рабочее давление в гидроцилиндре	168
6. Усилия и давления в цилиндро-поршневой группе	170
7. Расчет цилиндра на прочность	173
8. Некоторые рекомендации по выбору материала для цилиндров	174
9. Тепловое удлинение цилиндров	175
10. Соединение поршня со штоком	175
Глава VIII. Аккумуляторы и применение их в гидрофицированных машинах	178
1. Аккумуляторы грузовые	178
2. Пружинные аккумуляторы	179
3. Газогидравлические аккумуляторы	179
4. Газогидравлические аккумуляторы без разделителя	181
5. Газогидравлические аккумуляторы с разделителем	182
6. Газогидравлический аккумулятор плунжерного типа	185
7. Газогидравлические аккумуляторы с упругой разделительной диафрагмой	186
8. Процессы сжатия и расширения в газогидравлических аккумуляторах	188
9. Выбор параметров газогидравлического аккумулятора с поршневым разделением сред	192
10. Выбор рабочих параметров газогидравлического аккумулятора для изотермического процесса	194
11. Область применения и способы подключения аккумуляторов в систему	194
Глава IX. Основные условия надежности работы гидравлической системы	198
1. Рабочие жидкости	199
2. Искусственное охлаждение жидкости в гидросистеме	205
3. Фильтрация рабочей жидкости	206
4. Влияние периодических и непериодических колебаний давлений в гидросистеме	212
5. Шум в гидравлических системах и способы его снижения	216
6. Трубопроводы	219
7. Уплотнительные устройства	223
Список литературы	227

Леонид Болеславович Богданович

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ

Редактор *Т. Г. Снятынская*
Переплет художника *Давиденко А. Ф.*
Художественный редактор *С. В. Анненков*
Технический редактор *С. Л. Светлова*
Корректор *С. Я. Куроченко*

Информ. бланк № 1622

Сдано в набор 25.04.80. Подп. в печать 01.12.80. БФ 06203. Формат 60×90^{1/16}. Бумага типогр. № 3. Лит. гарн. Выс. печать. 14,5 печ. л. 15,46 уч.-изд. л. Тираж 10 000 экз. Изд. № 3907. Зак. № 269. Цена 70 к.

Головное издательство издательского объединения «Вища школа»,
252054, Киев-54, ул. Гролевская, 7.

Белоцерковская книжная фабрика республиканского производственно-го объединения «Поліграфкнига» Государственного комитета Украинской ССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли,
256400, г. Белая Церковь, ул. Карла Маркса, 4.