

ДЛЯ ТЕХНИКУМОВ

Л. С. Столбов
А. Д. Перова
О. В. Ложкин

ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ И ГИДРОПРИВОД СТАНКОВ

*Допущено
Министерством станкостроительной
и инструментальной
промышленности СССР
в качестве учебника
для машиностроительных техникумов*



МОСКВА
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
1988

Рецензенты: инж. В. С. Жильцов, инж. А. А. Буряк

Столбов Л. С. и др.

С81 Основы гидравлики и гидропривод станков: Учебник для техникумов по спец. «Металлообрабатывающие станки и автоматические линии», «Производство контрольно-измерительных инструментов и приборов», «Обработка металлов резанием», «Инструментальное производство»/ Л. С. Столбов, А. Д. Перова, О. В. Ложкин. — М.: Машиностроение, 1988. — 256 с.: ил.

ISBN 5-217-00232-8

Изложены основные сведения из теоретической и прикладной гидравлики, технической термодинамики. Рассмотрены структура гидро- и пневмопривода, устройство и принцип работы их элементов. Приведены схемы гидроприводов станков новых моделей, общие сведения о проектировании гидросистем станков, методики расчета гидро- и пневмопривода. Уделено внимание гидроприводам различных вспомогательных устройств, в том числе манипуляторов.

Для учащихся техникумов.

С 2703000000—608 149 — Св. план для сред. спец.
038(01)—88 учеб. заведений 1988

ББК 34.447

На XXVII съезде КПСС станкостроение было названо одной из ключевых отраслей, определяющей успех в осуществлении курса ускорения научно-технического прогресса в промышленности и во всем народном хозяйстве страны. В плане XII пятилетки предусмотрено возрастание уровня автоматизации технологических процессов в 2 раза, а к 2000 г. планируется снизить долю ручного труда в производственной сфере до 15—20 % и поднять производительность труда в 2,3—2,5 раза.

Эти задачи могут быть решены путем широкой автоматизации технологических процессов на основе применения высокопроизводительных, точных и надежных автоматизированных станков, роботизированного станочного оборудования и вычислительной техники. В текущей пятилетке увеличится выпуск станков с ЧПУ, переналаживаемых автоматических линий, автоматических манипуляторов и промышленных роботов, тяжелых и уникальных станков, прецизионного оборудования. Особое внимание уделяется ускоренному развитию гибких производственных систем, роботизированных комплексов. Значительную роль в решении задач, поставленных перед станкостроением, сыграют гидравлические и пневматические приводы станков.

Вы приступаете к изучению нового предмета, который теснейшим образом связан с решением задач по ускорению научно-технического прогресса в станкостроении.

Для начала полезно составить хотя бы в общих чертах представление о том, какую роль играет привод в решении главной задачи станкостроителей — создании современных высокопроизводительных, автоматизированных и надежных в работе станков. Металлообрабатывающие станки — это машины, на которых производится обработка разнообразных деталей для всех без исключения отраслей машиностроения. При обработке заготовки на современном станке его рабочие органы и механизмы обеспечивают согласованные между собой перемещения заготовки и режущего инструмента, надежное крепление заготовки, автоматическую смену инструментов, снятие обработанной детали, установку заготовки и другие вспомогательные движения, т. е. в станке требуется приводить в движение большое число

узлов и механизмов. Устройства, выполняющие эти перемещения, называют **приводами**.

Под приводом подразумевают двигатель и те устройства, которые управляют его работой, изменяют скорость прямолинейного движения или частоту вращения рабочего органа, усилие или крутящий момент и т. д. К приводу также относят и механические передачи между двигателем и узлами станка.

В современных металлообрабатывающих станках используют **электрические, пневматические и гидравлические** приводы. Применение того или иного типа привода зависит от многих факторов. И для того чтобы обоснованно производить его выбор, необходимы знания физических основ работы этих приводов, принципиальных возможностей и ограничений, заложенных в каждом типе привода, фактического уровня производства и перспектив развития станкостроительной отрасли.

Электрический привод является самым распространенным типом привода в станках. Достоинством этого типа приводов является то, что в них для получения механического движения используется электрический ток и не требуется какой-либо другой носитель энергии (например водяной пар, воздух или жидкость). Электрические приводы обеспечивают получение в станках практически всех технических характеристик по мощности, диапазону частоты вращения, возможности автоматического управления. Однако для их применения есть и ограничения. Например, в станках для привода рабочих органов требуются как двигатели вращательного движения, так и поступательного движения для перемещения кареток, суппортов и других узлов. Однако при развитом производстве электрических двигателей вращательного движения электрические двигатели поступательного движения (линейные) еще не получили достаточного развития. Когда требуется получить поступательное перемещение рабочего органа станка, в качестве двигателя в электрическом приводе используется электродвигатель в сочетании с силовыми механическими передачами, которые преобразуют вращательное движение в поступательное, что усложняет конструкцию станка, увеличивает его массу и стоимость.

В *пневматических приводах* используют двигатели, в которых механическое движение получается за счет использования энергии сжатого воздуха. Наиболее распространенный пневмодвигатель поступательного движения — пневмоцилиндр, отличающийся простотой конструкции, невысокой стоимостью и достаточной надежностью. Ограничением для применения пневмоприводов является использование в качестве рабочей среды сжатого воздуха. Из-за значительной сжимаемости воздуха затруднено регулирование и поддержание заданной скорости движения, получение равномерного движения рабочего органа при малых скоростях перемещения. Наибольшее распространение получили пневмоприводы, работающие при давлении около 0,4 ...

0,6 МПа. Поэтому увеличение получаемых усилий возможно только за счет увеличения размеров пневмоцилиндров, что затрудняет их использование в конструкции станка.

Указанные особенности пневмопривода определили область его наиболее рационального применения в станках — выполнение вспомогательных перемещений, а в промышленных роботах — рабочих перемещений узлов. В некоторых случаях используют и системы управления станками, построенные на пневматических логических элементах.

В гидравлических приводах для получения механического движения используют давление жидкости. Высокая подвижность и малая сжимаемость жидкостей позволяют с помощью простого по конструкции двигателя поступательного движения — гидроцилиндра — выполнить практически все требования, предъявляемые к движению рабочих органов в станках: по скорости, равномерности движения, усилиям, частоте переключений и др. Рабочие давления жидкости в гидроприводах станков значительно выше, чем давление сжатого воздуха в пневмоприводах, поэтому габаритные размеры гидравлических исполнительных механизмов соответственно меньше, чем пневматических, и они легче встраиваются в станок. Гидравлические двигатели вращательного движения также имеют меньшие размеры и массу на единицу мощности по сравнению с электродвигателями.

Гидравлический привод удобно сочетается с другими типами приводов, электронными системами управления станками, а также имеет и другие преимущества, благодаря которым гидропривод является эффективным средством автоматизации станков и устройств, способствующих их более эффективному использованию (промышленных роботов, автоматизированных магазинов инструментов и складов продукции, устройств контроля размеров заготовок, деталей и др.).

РАЗДЕЛ I

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ЗАКОНЫ ГИДРАВЛИКИ

ГЛАВА I. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

Гидравлика — это наука, изучающая условия и законы равновесия и движения жидкостей, а также возможность применения этих законов для решения технических задач (иногда ее называют прикладной механикой жидкостей).

Наблюдая за поведением жидкости в природных условиях, люди научились использовать ее свойства для передвижения и перевозки грузов, приведения в действие механизмов, облегчавших физический труд. Затем люди сами стали придумывать механизмы, аналогов которым в природе не было. Из них создавали сначала примитивные, а затем более сложные машины. И на всех этапах развития техники важное место занимали механизмы, в которых для получения механического движения рабочих органов использовали свойства жидкости. Одним из первых гидравлических двигателей стало «водяное» колесо, в конструкции которого использовали способность движущейся воды оказывать силовое давление на преграду, установленную поперек ее течения.

Сформулируем и объясним некоторые особенности поведения жидкостей, которые мы наблюдаем повседневно и привыкли считать естественными. Наливая жидкость в сосуд, мы убеждаемся, что жидкость не имеет собственной формы, а принимает форму сосуда. Объясняется это тем, что молекулы жидкости находятся в непрерывном тепловом движении и способны перестраиваться за время порядка $10^{-10} \dots 10^{-12}$ с, т. е. практически мгновенно.

Продолжая наполнять сосуд, мы также видим, что жидкость имеет собственный объем и если объем жидкости меньше объема сосуда, то она занимает только часть его, а не распределяется по всему объему сосуда, как газ. Объясняется это тем, что молекулы жидкости притягиваются друг к другу. Эти силы притяжения настолько значительны, что жидкости обладают достаточно высокой прочностью на разрыв. Опыты показывают: если из воды удалить растворенные в ней газы, то для того чтобы разорвать столбик воды с поперечным сечением в 1 см^2 , нужно приложить силу около 300 Н. Но в жидкостях всегда присутствуют растворенные газы, поэтому при ее растяжении они на-

чинают выделяться в виде пузырьков, которые нарушают сплошность жидкости и резко уменьшают ее сопротивление разрыву.

Вместе с тем силы взаимного притяжения между молекулами жидкости уравниваются силами их взаимного отталкивания, которые резко увеличиваются при сближении молекул относительно равновесного состояния, поэтому жидкости оказывают большое сопротивление при сжатии (в этом легко убедиться, если попытаться затолкнуть плотно пригнанную пробку в заполненную до края колбу). Сопротивление жидкости уменьшению объема настолько велико, что на практике жидкости часто считают несжимаемыми.

§ 1. ДАВЛЕНИЕ И ПРИБОРЫ ДЛЯ ЕГО ИЗМЕРЕНИЯ

Гидростатика — это раздел гидравлики, в котором изучают свойства жидкостей и законы их взаимодействия с твердыми телами в условиях равновесия.

Чтобы характеризовать силовое воздействие жидкости на твердые тела и состояние самой жидкости, удобно пользоваться понятием **давление**. Давлением называют силу, действующую на единицу площади поверхности. В любой точке поверхности сила давления жидкости направлена по нормали к этой поверхности, т. е. перпендикулярна к ней.

В СИ давление измеряется в Па и представляет собой силу в 1 Н, действующую на площадь в 1 м². Однако Па величина маленькая и в технике давление принято измерять в мегапаскалях: 1 МПа = 10⁶ Па.

До введения СИ давление в гидроприводах измеряли в технических атмосферах (ат). 1 ат соответствует давлению силы в 1 кг на площадь в 1 см²: 1 ат = 1 кг/см² ≈ 0,1 МПа.

Различают давление атмосферное, абсолютное и избыточное. Атмосферное давление — это давление окружающего воздуха. Абсолютное давление соответствует полному давлению внутри жидкости с учетом атмосферного. Избыточное давление — это превышение давления в жидкости над атмосферным давлением: $p_{\text{изб}} = p_{\text{абс}} - p_{\text{атм}}$. Если давление в жидкости меньше атмосферного, то разность между атмосферным давлением и абсолютным давлением в жидкости называют вакуумом: $p_{\text{вак}} = p_{\text{атм}} - p_{\text{абс}}$.

В гидроприводах мы будем иметь дело практически только с избыточным давлением, которое в дальнейшем будем называть просто давлением, и очень редко — с вакуумом.

Низкие давления и вакуум иногда измеряют также в миллиметрах ртутного столба или в метрах водного столба. Эти единицы сейчас изъяты из употребления, а перевод этих единиц в единицы СИ можно сделать, воспользовавшись соотношением 1 МПа ≈ 7360 мм рт. ст. ≈ 100 м вод. ст.

Механические приборы, применяемые в производственных условиях для измерения избыточного давления в жидкостях, на-

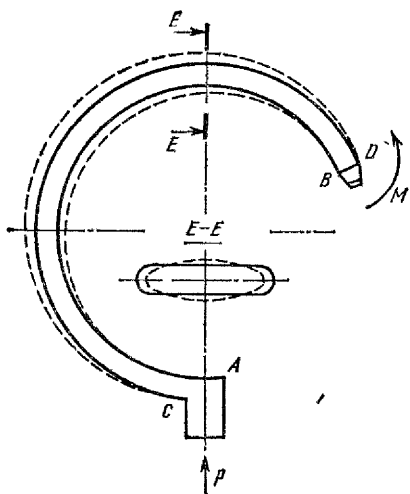


Рис 11 Манометрическая трубка

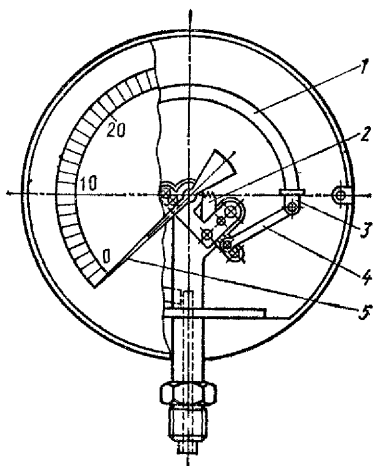


Рис 12. Манометр пружинный

зывают манометрами, а для вакуума — вакуумметрами. Существуют различные конструкции этих приборов. Наибольшее распространение получили пружинные приборы, выполненные на базе манометрической трубки (трубки Бурдона), представляющей собой одновитковую трубчатую пружину. Это полая трубка, согнутая по дуге окружности и имеющая в сечении овальную форму (рис. 1.1). Большая ось овала перпендикулярна плоскости оси трубки. Один конец трубки запаян, а через второй, открытый конец, в нее поступает жидкость, давление которой подлежит измерению. Под действием давления овальное сечение трубки деформируется: большая ось овала уменьшается, а малая увеличивается. При такой деформации длина CD одних слоев материала трубки увеличивается, а других AB — уменьшается. Таким образом на участке CD возникают растягивающие напряжения, на участке AB — сжимающие, и появляется момент M , разгибающий трубку. Как показано на рис. 1.2, стрелка 5 пружинного манометра, связанная со свободным запаянным концом 3 трубки 1 через передаточный механизм 2 ... 4, поворачивается на угол, пропорциональный измеряемому давлению. По этому же принципу работают вакуумметры и мановакуумметры.

§ 2. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ГИДРОСТАТИКИ

Рассмотрим, от чего зависит давление в различных точках объема жидкости, когда она находится в равновесии (рис. 1.3). На свободной поверхности жидкости действует давление p_0 . Это давление может быть атмосферным, если сосуд

открыт, либо каким-то другим внешним давлением сжатого воздуха или другого газа. Возьмем внутри жидкости на глубине h произвольную точку N и выделим вокруг нее горизонтальную площадку размером в единицу площади, а над ней — цилиндр высотой h , для которого эта площадка будет участком свободной поверхности жидкости, имеющим такую же площадь. Выделенный в жидкости цилиндр находится в равновесии, поэтому сила, действующая на нижнее основание вертикально вверх, должна уравновесить силу тяжести цилиндра и силу внешнего давления, действующую на его верхнее основание вертикально вниз.

Силу тяжести цилиндра можно представить как произведение плотности жидкости на ускорение свободного падения и объем цилиндра: $F = \rho g \cdot 1 \cdot h$. Все три силы действуют на основание, имеющее площадь, равную единице, т. е. представляют собой давления. Тогда

$$p_N = p_0 + \rho gh,$$

где ρ — плотность жидкости; g — ускорение свободного падения; h — расстояние от свободной поверхности до рассматриваемой точки N .

Точку N мы взяли произвольно, поэтому для любой точки жидкости

$$p = p_0 + \rho gh. \quad (1.1)$$

Эта формула выражает основное уравнение гидростатики и показывает, что давление в любой точке покоящейся жидкости равно давлению на свободной поверхности жидкости плюс давление, вызванное силой тяжести самой жидкости, расположенной над рассматриваемой точкой. Последнее слагаемое называют гидростатическим давлением.

На примере этого уравнения посмотрим, как много полезной информации может нести даже такая простая математическая зависимость. Во-первых, мы видим, что давление растет с увели-

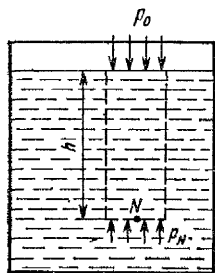


Рис. 1.3. Схема действия давлений в жидкости в условиях ее равновесия

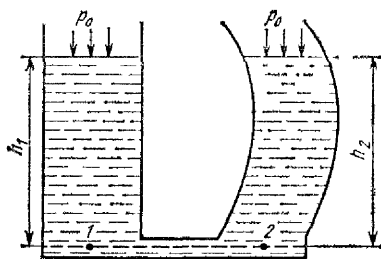


Рис. 1.4. Схема сообщающихся сосудов

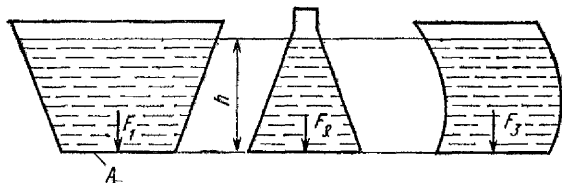


Рис 15 Схема, объясняющая гидростатический парадокс

чением глубины рассматриваемой точки, а во всех точках одной горизонтальной плоскости, т. е. на одной глубине, давления одинаковы. Это позволяет объяснить, почему в сообщающихся сосудах устанавливается одинаковый уровень жидкости независимо от их формы. Рассмотрим два сосуда произвольной формы, соединенные между собой (рис. 14). Выделим в каждом из сосудов точки, лежащие в одной горизонтальной плоскости, и определим давления в этих точках:

$$p_1 = p_0 + \rho gh_1 \text{ и } p_2 = p_0 + \rho gh_2.$$

Поскольку точки лежат в одной горизонтальной плоскости, а жидкость находится в равновесии, то $p_1 = p_2$ и $h_1 = h_2$.

Во-вторых, формула (1.1) показывает, что если p_0 изменится на какую-либо величину, то на эту же величину изменится давление p во всех без исключения точках жидкости. А что такое p_0 ? Это давление, производимое на жидкость извне. Значит — **давление, производимое на жидкость, передается во все точки жидкости без изменения.** Это свойство жидкости получило в гидравлике название закона Паскаля и лежит в основе работы гидропривода. Вдумайтесь в него внимательно. Через покоящуюся жидкость давление передается во все точки. При этом не имеет значения геометрическая форма камер, заполненных жидкостью, и каналов, соединяющих эти камеры. Значит, эти камеры можно расположить в станке как это удобно, соединить их трубопроводами, которые можно изгибать по форме станка, а затем оказывать на жидкость давление в одном месте и быть уверенным, что оно передастся во все точки системы. Мы еще не знаем, как использовать давление, но сама возможность передачи его в любую точку по произвольному пути уже заманчива для конструктора.

Рассмотрим теперь, как давление связано с силами взаимодействия жидкости и поверхностями контактирующих с ней твердых тел. Для начала разберем простейший случай — действие жидкости на дно сосуда. На рис. 1.5 показаны сосуды разной формы. Площадь дна у всех сосудов одинакова и равна A . Если уровень жидкости во всех сосудах одинаков, то и давление на уровне дна будет везде одинаковым [см. формулу (1.1)]. Но ведь давление — это сила, действующая на каждую единицу площади дна. Значит полная сила, действующая на дно в каждом сосуде,

$$F = (p_0 + \rho gh) A. \quad (1.2)$$

Эта формула позволяет вычислить силу, действующую на дно сосуда, и в то же время показывает, что эта сила не зависит от формы сосуда. Во всех трех сосудах силы, действующие на дно, будут одинаковы $F_1 = F_2 = F_3$, поскольку величины, входящие в правую часть формулы, для всех сосудов одни и те же. На первый взгляд этот вывод кажется неправдоподобным, поэтому он получил название гидростатического парадокса

Рассмотрим более сложный случай, когда давление жидкости на все точки поверхности твердого тела неодинаково. На боковой стенке сосуда (рис. 16) под уровнем свободной поверхности жидкости выделим участок площадью A . По всей этой площади перпендикулярно к ней будет действовать сила от давления жидкости. Для точек, лежащих на одном горизонтальном уровне, давление будет одинаковым, а для точек разных уровней — различным, причем, чем ниже расположены точки, тем больше в них давление

В более обширных курсах гидравлики доказывается, что равнодействующая сил давления жидкости на плоскую стенку равна произведению площади этой стенки на давление в ее центре тяжести. Мы же используем эти выводы в виде правила. Для определения равнодействующей сил давления жидкости на плоскую стенку надо: 1) вычислить площадь поверхности стенки; 2) определить координаты центра тяжести поверхности стенки; 3) вычислить давление в центре тяжести. Затем можно определить равнодействующую сил давления как произведение давления в центре тяжести на площадь стенки

В общем случае равнодействующая сил давления приложена не в центре тяжести поверхности стенки, а в точке, которая называется центром давления и всегда располагается ниже центра тяжести. В справочной литературе по гидравлике и гидроприводам можно найти координаты центров тяжести и центров давления для поверхностей стенок различной геометрической формы.

Равнодействующая сил давления жидкости на плоскую стенку

$$F = (p_0 + \rho g h_{\text{цт}}) A, \quad (1.3)$$

где $h_{\text{цт}}$ — глубина погружения центра тяжести поверхности стенки относительно свободной поверхности жидкости.

Если переписать это выражение, получим $F = p_0 A + \rho g h_{\text{цт}} A$, т. е. равнодействующая сил представляется в виде суммы двух составляющих. Первая представляет собой силу, вызванную внешним давлением на жидкость, которое через жидкость передается на стенку, а

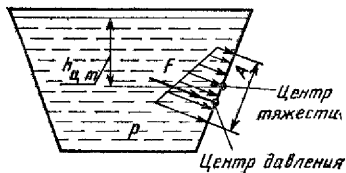


Рис 16 Схема действия давления жидкости на плоскую стенку

вторая — силу от действия силы тяжести столба жидкости, расположенного над центром тяжести стенки, т. е. силу от гидростатического давления.

В гидроприводах станков рабочая жидкость заливается в емкости, называемые гидробаками. Внешним давлением на боковые стенки гидробаков и свободную поверхность жидкости является атмосферное давление, которое в равной мере действует на все поверхности и в технических расчетах не учитывается. Поэтому стенка работает на отрыв под действием только второй силы $F = \rho g h_{\text{цт}} A$.

В силовой части гидроприводов станков в рабочей жидкости создается давление, в десятки и сотни раз превышающее гидростатическое давление от веса столба жидкости, поэтому при расчетах гидроприводов в большинстве случаев можно пренебречь действием веса жидкости и рассчитывать силу давления жидкости на стенку по формуле

$$F = pA, \quad (1.4)$$

где p — рабочее давление на данном участке гидросистемы; A — площадь, на которую действует давление.

§ 3. ГИДРОСТАТИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Свойство жидкости передавать во все точки производимое на нее давление лежит в основе работы различных гидростатических машин. Рассмотрим процесс передачи усилий между двумя поршнями. Обе части емкости, состоящей из двух сообщающихся между собой частей (рис. 1.7), заполнены жидкостью и закрыты сверху поршнями, которые могут свободно перемещаться по вертикали, но не пропускают жидкость из емкости наружу. Поршни имеют площади торцовых поверхностей A_1 и A_2 . Приложим к первому поршню силу F_1 . Тогда из условия равновесия поршня в жидкости под поршнем возникнет давление p , которое можно определить из формулы (1.4):

$$p = F_1/A_1. \quad (1.5)$$

Жидкость передает это давление без изменения под второй поршень и на него будет действовать сила F_2 , направленная

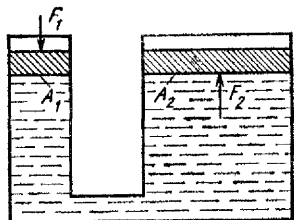


Рис 17. Схема гидравлического пресса

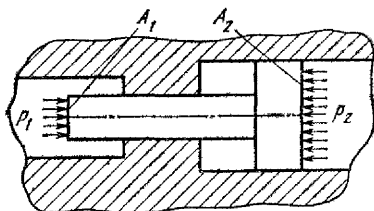


Рис 18. Схема гидравлического мультипликатора

верх, т. е. то же самое давление можно выразить зависимостью

$$p = F_2/A_2. \quad (1.6)$$

Из выражений (1.5) и (1.6) получим формулу для определения силы на втором поршне

$$F_2 = F_1 \frac{A_2}{A_1}. \quad (1.7)$$

Из этой формулы видно, что усилие на втором поршне меняется пропорционально отношению площадей рабочих поверхностей поршней. Это напоминает действие рычага, позволяющего увеличить усилие пропорционально отношению длин его плеч. В отличие от механического рычага, «гидравлический рычаг» получается гораздо компактнее: ведь площадь поршня увеличивается пропорционально квадрату его диаметра. Например для увеличения усилия в 100 раз диаметр второго поршня должен быть больше первого всего в 10 раз.

Однако и в случае «гидравлического рычага» действует золотое правило механики: во сколько раз выигрываешь в силе, во столько же проигрываешь в расстоянии. Поэтому, если потребуется переместить второй поршень на какую-то величину h_2 , для этого первый поршень придется переместить на величину h_1 в A_2/A_1 раз большую.

Этот принцип используется в машине, называемой гидропрессом. В простейшем исполнении гидропресса усилие на первом поршне создается вручную. Усилие на втором поршне, многократно увеличенное за счет подбора диаметров поршней, может быть использовано для испытания материалов на прочность или для обработки материалов давлением. При обработке металлов гидравлические прессы широко применяют для изготовления деталей методами штамповки или прессования. Рабочие усилия в промышленных гидропрессах составляют от 1 кН до 800 МН. Это достигается соответствующими размерами рабочих поршней и уровнем рабочих давлений в гидроприводе.

Тот же принцип используют в устройствах для создания высоких давлений, получивших название мультипликаторов давления (рис. 1.8). Поршень мультипликатора выполнен ступенчатым, имеющим с одной стороны торец большего диаметра с рабочей площадью A_2 , с другой — торец меньшего диаметра с рабочей площадью A_1 .

Если на площадь A_2 действует давление p_2 , то поршень начнет перемещаться влево до тех пор, пока давление p_1 , действующее на площадь A_1 , не остановит его. В состоянии равновесия силы, действующие на поршень, должны быть равны, поэтому $p_1 A_1 = p_2 A_2$, откуда $p_1 = p_2 \frac{A_2}{A_1}$, т. е. мультипликатор позволяет увеличить давление пропорционально отношению площадей A_2/A_1 .

ГЛАВА II СВОЙСТВА РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ ГИДРОПРИВОДОВ

§ 1. ТРЕБОВАНИЯ К РАБОЧИМ ЖИДКОСТЯМ

Рабочие жидкости в гидроприводах станков используют для передачи энергии к исполнительным органам. В процессе передачи часть энергии выделяется в виде теплоты, что приводит к нагреву рабочей жидкости. Техническими требованиями на станки установлена максимальная температура рабочей жидкости 55°C , а в тех случаях, когда нагрев рабочей жидкости не влияет на точность работы станка, 70°C . Металлообрабатывающие станки в основном работают в закрытых помещениях, где минимальная температура воздуха $10 \dots 20^{\circ}\text{C}$. Этой температуре соответствует минимальная температура рабочей жидкости в гидроприводах станков. В гидроприводе рабочая жидкость соприкасается с металлом трубопроводов и деталей его рабочих узлов, проникает в зазоры между трущимися поверхностями этих деталей. Нужно учесть и то, что жидкости работают при давлениях, в десятки и сотни раз превышающих атмосферное давление, причем эти давления не постоянны, а многократно меняются во время работы станка.

Для надежной и длительной работы гидропривода в таких условиях основным требованием к рабочим жидкостям является способность сохранять длительное время свои эксплуатационные качества (физические свойства и химический состав). Кроме того, рабочие жидкости должны обладать антикоррозийными и смазывающими свойствами, т. е. не только не вызывать коррозию, но и обеспечивать эффективное смазывание трущихся поверхностей, образуя на них прочный слой, который исключит полностью или частично контакт этих поверхностей между собой и уменьшит их износ.

Вредное влияние на работу гидропривода оказывают пузырьки нерастворенного воздуха, поэтому рабочие жидкости должны легко выделять эти пузырьки без образования пены на поверхности жидкости в гидробаках. Жидкости должны иметь достаточно высокую температуру кипения, мало испаряться при работе, а их пары не должны быть вредными для здоровья людей, взрыво- и пожароопасными при работе станка.

В качестве рабочих жидкостей для гидроприводов станков используют в основном минеральные масла, получаемые путем перегонки нефти. Эти масла являются основой, в которую добавляют антипенные, антиокислительные и другие присадки, повышающие эксплуатационные качества масел. В гидроприводах других машин, работающих при повышенных или отрицательных температурах окружающего воздуха, повышенной взрывоопасности и других особых условиях, в качестве рабочих жидкостей применяют синтетические жидкости или эмульсии на

водной основе. Однако по сравнению с минеральными маслами синтетические жидкости значительно дороже в изготовлении, а водно-эмульсионные жидкости уступают маслам по антикоррозийным и смазывающим свойствам.

§ 2. ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ

Рабочие жидкости характеризуются плотностью ρ , удельным весом γ , удельной теплоемкостью и другими показателями. Остановимся на двух свойствах рабочих жидкостей, особенно важных для работы гидроприводов — вязкости и сжимаемости.

Под **вязкостью** понимают способность жидкости сопротивляться относительному сдвигу ее слоев. До сих пор мы считали, что жидкость легко меняет свою форму, а ее частицы легко перемещаются относительно друг друга. Это действительно при малых скоростях сдвига слоев жидкости. Однако с увеличением скорости сдвига сила сопротивления сдвигу увеличивается.

Если перемещать подвижную пластину 1 (рис. 1.9) в заполненном жидкостью пространстве со скоростью u вдоль неподвижной пластины 2, то частицы жидкости, примыкающие к каждой из двух поверхностей, образуют так называемый «прилипший слой». Поэтому самый нижний слой в пространстве между пластинами будет иметь скорость, равную нулю, а самый верхний будет перемещаться вместе с подвижной пластиной со скоростью u . При этом каждый ниже лежащий слой жидкости, благодаря действию сил сопротивления сдвигу, как бы отстает от верхнего.

Если расстояние x между неподвижной и подвижной поверхностями мало, то скорость движения слоев жидкости в пространстве между ними будет возрастать по линейному закону от 0 до u . При этом между слоями жидкости возникает напряжение сдвига τ , равное сдвигающей силе, действующей на единицу площади поверхности жидкости в плоскости сдвига. При

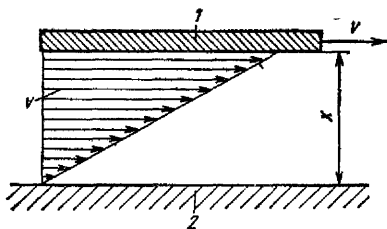
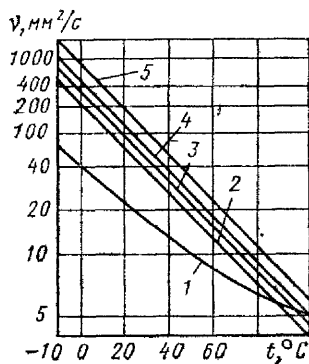


Рис. 1.9. Схема движения вязкой жидкости в зазоре между плоскими поверхностями

Рис. 1.10 Зависимость вязкости ν минеральных масел от температуры t :

1—АМГ-10; 2—ИГП-18; 3—И-20; 4—Т₂₂; 5—И-30; Т₃₀ и ИГП-30



малых расстояниях между слоями $\tau = (\mu v)/x$, где v/x — интенсивность нарастания скорости от слоя к слою, которую называют градиентом скорости; μ — коэффициент абсолютной вязкости жидкости.

Абсолютная вязкость соответствует напряжению, возникающему при сдвиге слоев жидкости, если расстояние между слоями равно единице длины, а относительная скорость сдвига равна единице скорости. Размерность абсолютной вязкости в системе СИ

$$\mu = \frac{\tau x}{v}; \quad [\mu] = \frac{[F][T][L]}{[L^2][L]} = \frac{\text{Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}}{\text{м}^2 \cdot \text{м}} = \text{Па} \cdot \text{с}.$$

Отношение абсолютной вязкости к плотности жидкости называют кинематической вязкостью ν , размерность которой в системе СИ

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}; \quad [\nu] = \frac{[F][T][L^3]}{[L^2][M]} = \frac{[L][M][T][L^3]}{[T^2][L^2][M]} = \frac{[L^2]}{[T]} = \frac{\text{м}^2}{\text{с}}.$$

Чем большей вязкостью обладает жидкость, тем медленнее вытекает она из отверстия в сосуде, тем медленнее погружаются в нее свободно опущенные металлические предметы. На этих наблюдениях основаны способы измерения вязкости жидкости — по времени погружения стального шарика или времени истечения жидкости через калиброванное отверстие в дне мерного сосуда.

Вязкость минеральных масел значительно меняется в зависимости от температуры, причем при нагреве масла его вязкость уменьшается. Изменение вязкости рабочей жидкости отрицательно влияет на такие эксплуатационные качества гидропривода: утечки в щелевых уплотнениях, условия смазывания трущихся поверхностей, демпфирующие свойства, т. е. способность гасить вибрации, возникающие в системе работающего станка. В гидроприводе станков в основном применяют масла, имеющие вязкость 10 ... 400 мм²/с (рис. 1.10).

Вязкость масла зависит также и от его давления, но в меньшей степени, чем от температуры. При возрастании давления вязкость увеличивается и в диапазоне рабочих давлений 0,1 МПа $\leq p \leq$ 50 МПа вязкость $\nu = \nu_0 (1 + 0,025p)$, где ν_0 — вязкость масла при атмосферном давлении; p — рабочее давление в гидросистеме, МПа.

Вязкость жидкостей определяют приборами, называемыми вискозиметрами. На практике наиболее часто применяют метод определения кинематической вязкости с помощью капиллярных вискозиметров, например типа ВПЖТ-2 (рис. 1.11).

Прибор изготовляют из прозрачного стекла с малым коэффициентом температурного расширения и закрепляют в штативе. Масло предварительно заливают в сборник 5 и вискози-

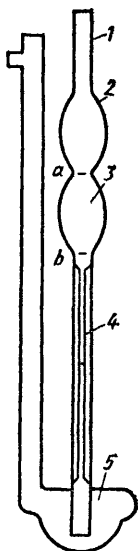


Рис. 1.11. Капиллярный вискозиметр типа ВПЖТ-2

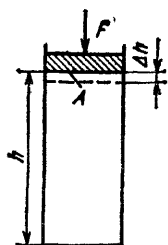


Рис. 1.12. Схема изменения объема жидкости при сжатии

метр помещают не менее чем на 15 мин в термостат для подогрева или охлаждения масла до нужной температуры. Затем на открытый конец трубки 1 надевают резиновый шланг и с помощью резиновой груши всасывают масло из сборника до уровня выше отметки *a* на одну треть расширения 2 трубки 1. После этого отсоединяют шланг и масло под действием силы тяжести вытекает из расширения 3 через капиллярную трубку 4.

При этом измеряют время *t* опускания уровня масла от отметки *a* до отметки *b*, а затем определяют кинематическую вязкость масла $\nu = Ct$, где *C* — постоянная вискозиметра, мм²/с².

Сжимаемость рабочей жидкости характеризует уменьшение ее объема при увеличении оказываемого на нее давления. На рис. 1.12 показан столб жидкости, заключенный в сосуде и закрытый сверху поршнем. Если приложить к поршню силу *F*, то вследствие сжимаемости жидкости ее объем *V* уменьшится на величину ΔV и поршень переместится вниз на величину Δh , давление *p* в жидкости по условию равновесия поршня можно будет определить по формуле (1.5).

Изменение объема ΔV зависит от свойств рабочей жидкости, а также от первоначального объема *V* и изменения давления Δp . Для характеристики сжимаемости жидкости разделим изменение объема на первоначальный объем и на изменение давления, вызвавшего его уменьшение. Эта величина называется коэффициентом сжимаемости $\beta = \Delta V / (V \Delta p)$.

Коэффициент сжимаемости соответствует относительному изменению объема жидкости, приходящемуся на единицу

изменения давления. На практике чаще пользуются обратной величиной, называемой модулем объемной упругости,

$$K = 1/\beta = (V\Delta p)/\Delta V. \quad (1.8)$$

Чем больше модуль объемной упругости жидкости, тем выше ее способность сопротивляться сжатию. Для минеральных масел при работе гидроприводов станка $K = 1400 \dots 1800$ МПа. На сжимаемость масла сильное влияние оказывает нерастворенный воздух, который в виде мельчайших пузырьков практически всегда в небольших количествах присутствует в масле при работе гидропривода. Поэтому при конструировании гидросистем принимают меры для исключения попадания воздуха в масло.

Способность физических тел сопротивляться появлению упругих деформаций под действием силы называют жесткостью. Сравним жесткость масляного столба с жесткостью стального бруска таких же размеров (см. рис. 1.12): h — высота, A — площадь сечения и Δh — уменьшение высоты под действием сжимающей силы F . Жесткость C характеризуется отношением силы к вызванной ею деформации, т. е. перемещению. Определим жесткость масла, используя формулу (1.8),

$$C_m = \frac{F}{\Delta h} = \frac{pA}{\frac{\Delta V}{A}} = \frac{pA^2}{\frac{Vp}{K}} = \frac{KA^2}{Ah} = \frac{KA}{h}.$$

Для стального бруска $\Delta h = Fh/(EA)$, где E — модуль упругости (модуль Юнга) стали, и $C_{ст} = F/\Delta h = FEA/(Fh) = EA/h$.

Таким образом, жесткость в обоих случаях одинаково зависит от размеров и пропорциональна модулю упругости материала. Но модуль упругости для стали $E \approx 200\,000$ МПа, поэтому жесткость масляного столба в 100 с лишним раз ниже, чем стального. Об этом следует помнить, когда встречается выражение — «жидкость практически несжимаема».

ГЛАВА III. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ ГИДРОДИНАМИКИ

§ 1. ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ ПО ТРУБОПРОВОДАМ И ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОТОКА

Гидродинамика изучает закономерности поведения движущейся жидкости. Применительно к гидроприводам представляют интерес особенности движения жидкости под давлением в условиях ограниченного со всех сторон пространства: по трубопроводам, каналам в гидроаппаратах, зазорах между подвижными деталями гидравлических машин, через отверстия различной геометрической формы и т. п.

Рассмотрим движение жидкости по трубопроводу. Возьмем участок трубопровода с установившимся потоком жидкости, т. е. таким потоком, когда в каждой точке любого поперечного се-

чения трубопровода скорость движения жидкости установилась и не меняется во времени, хотя в разных сечениях скорости могут отличаться. Характер или режим движения жидкости зависит от различных факторов. Если отдельные слои жидкости (или струйки) движутся вдоль оси трубы параллельно, не смешиваясь, то движение называется **ламинарным** (т. е. слоистым).

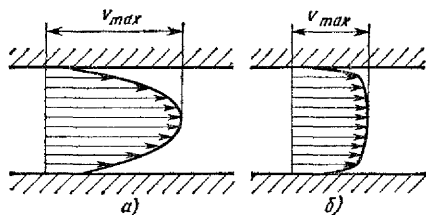


Рис 1.13. Схема распределения скоростей движения жидкости при ламинарном (а) и турбулентном (б) режимах

На рис. 1.13, а показано распределение скоростей жидкости по поперечному сечению трубопровода при ламинарном режиме. Слой жидкости, примыкающий к стенкам трубопровода («прилипший слой»), неподвижен, а по мере приближения к оси трубопровода скорость увеличивается до максимальной. Разность скоростей вызвана действием сил сопротивления сдвигу, связанных с вязкостью жидкости. При ламинарном движении кривая распределения скоростей имеет форму параболы. Ламинарный режим движения устанавливается в зазорах между подвижными деталями гидроустройств, в длинных каналах и трубах с малым поперечным сечением, при медленном течении жидкостей, имеющих большую вязкость.

В большинстве случаев в элементах гидроприводов имеет место **турбулентный** или вихревой режим движения, при котором слои жидкости, перемещающиеся с большой скоростью, интенсивно перемешиваются с образованием завихрений. Как видно на рис. 1.13, б, тончайший пограничный слой жидкости у стенок трубы остается неподвижным, в небольшом, примыкающем к нему, слое распределение скоростей носит ламинарный характер, но в большей части турбулентного потока скорости движения вдоль оси в разных точках поперечного сечения примерно одинаковы.

Количество жидкости, проходящее через поперечное сечение трубопровода в единицу времени, может быть выражено в единицах объема и называется **объемным расходом** Q_v или в единицах массы жидкости — **массовым расходом** Q_m . Но при расчете гидроприводов понятие массового расхода не используется и в дальнейшем мы индекс ставить не будем. Зная расход Q , можно определить объем V жидкости, протекающей по трубопроводу за время t , или наоборот — измерив V , можно определить

$$Q = V/t. \quad (1.9)$$

Расход имеет размерность $[Q] = \text{м}^3/\text{с}$, но в гидроприводах чаще пользуются более мелкими единицами: литрами в минуту ($\text{л}/\text{мин}$) или $\text{см}^3/\text{мин}$.

Скорость жидкости в различных точках поперечного сечения потока неодинакова, поэтому для удобства расчетов введено понятие **средней скорости $v_{\text{ср}}$ потока**, которая определяется из предположения, что все скорости в сечении имеют среднюю величину. Тогда за единицу времени через поперечное сечение трубопровода площадью A пройдет объем жидкости, равный расходу:

$$Q = v_{\text{ср}} A. \quad (1.10)$$

Отсюда скорость $v = Q/A$. В дальнейшем будем понимать под скоростью движения жидкости по трубопроводу или истечения жидкости через отверстия среднюю скорость в каждом рассматриваемом поперечном сечении потока и обозначать ее v без индекса.

В качестве характеристики режима течения жидкости при расчетах используют безразмерный критерий — число Рейнольдса Re . При движении жидкости в гладкой цилиндрической трубе с внутренним диаметром d : $Re = vd/\nu$.

Из формулы видно, что режим движения зависит от скорости потока, вязкости жидкости и внутреннего диаметра трубы. В справочной литературе приводятся формулы для подсчета Re при различных геометрических формах каналов и отверстий. Критическое значение числа Рейнольдса $Re_{\text{кр}}$ представляет собой условную границу перехода от одного режима к другому: при $Re < Re_{\text{кр}}$ режим ламинарный, при $Re > Re_{\text{кр}}$ — турбулентный (для гладких труб $Re_{\text{кр}} \approx 2000$).

Таким образом, определение характера движения потока сводится к определению числа Re и сравнению полученного значения с $Re_{\text{кр}}$.

§ 2. УРАВНЕНИЕ НЕРАЗРЫВНОСТИ ПОТОКА И УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ

Рассмотрим поток жидкости по каналу переменного сечения, показанному на рис. 1.14. В сечении 1—1: площадь A_1 поперечного сечения канала, давление p_1 , скорость движения жидкости v_1 , высота центра сечения над нулевым уровнем отсчета z_1 , путь l_1 , проходимый жидкостью за время t . В сечении 2—2 поток характеризуется соответственно величинами A_2 , p_2 , v_2 , z_2 и l_2 .

Рассмотрим установившийся поток идеальной жидкости, т. е. жидкости, не имеющей вязкости и несжимаемой. Такая жидкость, если бы она существовала, не испытывает при движении никаких сил сопротивления сдвигу и не меняет своего объема под действием давления. Из рисунка видно, что объемы жидкости, прошедшие через рассматриваемые сечения, будут определяться площадью сечения и длиной пути $V_1 = A_1 l_1$ и $V_2 = A_2 l_2$.

Будем рассматривать поток неразрывным, когда сплошность движущейся жидкости не нарушена воздушными промежутками.

Из условия неразрывности следует, что за один и тот же промежуток времени t через любое поперечное сечение канала проходит одинаковый объем жидкости V . Тогда для выбранных сечений, используя формулу (1.10), получим:

$$V_1 = A_1 l_1 = A_1 v_1 t = Q_1 t;$$

$$V_2 = A_2 l_2 = A_2 v_2 t = Q_2 t.$$

Такой же вывод следует из формулы (1.9). Но по условию неразрывности $V_1 = V_2$, следовательно, $Q_1 = Q_2$. Сечения 1—1 и 2—2 были выбраны произвольно, поэтому полученный вывод справедлив для любых сечений канала. Таким образом, уравнение расхода [см. формулу (1.10)] получает дальнейшее развитие $Q = vA = \text{const}$, в этом виде носит название уравнения неразрывности, которое применимо и для реального потока. Из этого уравнения можно установить обратно пропорциональную зависимость между площадями поперечных сечений потока и скоростями движения жидкости в них $v_1/v_2 = A_2/A_1$.

Теперь определим связь между остальными параметрами потока для выбранных сечений. Поток жидкости при движении по каналу переходит из широкого участка в узкий, а затем опять расширяется. Естественно предположить, что давление на начальном участке должно быть больше, чем в узком, поскольку сила от действия давления должна разогнать поток от скорости v_1 до v_2 .

Точно так же давление в расширенном участке на выходе из канала должно быть больше, чем в узком участке, так как движение жидкости в нем замедляется. Таким образом, не приступая к математическим выкладкам, мы пришли к предположению, что в более широких участках канала давление должно быть выше, чем в узких, а скорость — ниже.

Движущаяся жидкость обладает энергией, которая складывается из потенциальной и кинетической энергии. Потенциальная энергия физического тела, имеющего массу m и поднятого на высоту z , равна $E_p = mgz$, а его кинетическая энергия $E_k = mv^2/2$, где m и v — масса и скорость движения тела. Тогда для равных объемов жидкости, прошедших через сечения 1—1 и 2—2 за одно и то же время,

$$\begin{aligned} E_{p1} &= \rho g A_1 l_1 z_1; & E_{p2} &= \rho g A_2 l_2 z_2; \\ E_{k1} &= \rho A_1 l_1 v_1^2/2; & E_{k2} &= \rho A_2 l_2 v_2^2/2. \end{aligned}$$

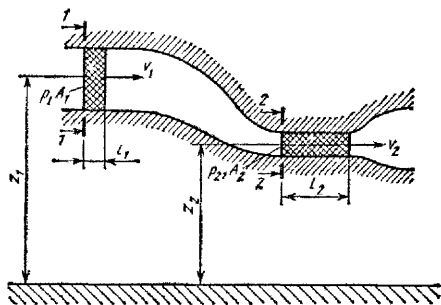


Рис. 114. Схема движения потока жидкости по каналу переменного сечения

За это время силы давления совершат работу W , равную произведению силы F на пройденный путь l :

$$W_1 = F_1 l_1 = p_1 A_1 l_1 \quad \text{и} \quad W_2 = F_2 l_2 = p_2 A_2 l_2.$$

Разность работ, совершенных силами давления, и уменьшение потенциальной энергии идет на увеличение кинетической энергии, поэтому

$$(E_{p1} - E_{p2}) + (W_1 - W_2) = E_{k2} - E_{k1};$$

$$\rho g A_1 l_1 z_1 - \rho g A_2 l_2 z_2 + p_1 A_1 l_1 - p_2 A_2 l_2 = \frac{\rho A_2 l_2 v_2^2}{2} - \frac{\rho A_1 l_1 v_1^2}{2},$$

но $A_1 l_1 = A_2 l_2$ по условию неразрывности потока, а $\rho g = \gamma$, где γ — удельный вес жидкости. Тогда полученное равенство упрощается и принимает вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}.$$

Сечения были выбраны произвольно, поэтому для любого сечения

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = \text{const.} \quad (1.11)$$

Это выражение названо уравнением Бернулли для потока идеальной жидкости. Физический смысл первого слагаемого ясен из рис. 1.14 (высота z называется геометрическим напором). Второе слагаемое соответствует высоте поднятия столба жидкости в пьезометрической трубке, если ее присоединить к данной точке канала, и называется пьезометрическим напором. Третье слагаемое называется скоростным напором и показывает на какую высоту поднялась бы жидкость при направленной вертикально вверх скорости. Эти три слагаемые в сумме составляют полный напор в рассматриваемом сечении потока. В целом уравнение Бернулли [см. формулу (1.11)] означает, что в потоке идеальной жидкости полная энергия потока и напор остаются постоянными на всем пути движения.

В потоке реальной жидкости часть напора расходуется на преодоление вязкого сопротивления между движущимися слоями самой жидкости, причем на эти потери влияет шероховатость стенок каналов, их форма, размеры и др. В результате полный напор потока по мере его движения убывает, а для двух сечений потока реальной жидкости уравнение Бернулли имеет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{\Delta p}{\gamma} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g},$$

где Δp — потери давления, $\Delta p/\gamma$ — потери напора на преодоление сопротивлений при движении жидкости между сечениями 1—1 и 2—2.

§ 3. ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ ПО ДЛИНЕ ТРУБОПРОВОДА

В гидроприводах рабочая жидкость движется по каналам гидроаппаратов, трубопроводам, через концевые соединения трубопроводов, выполненные в виде угольников, тройников и другой арматуры. При этом часть давления расходуется в виде потерь при прохождении жидкости через эти элементы, которые в данном случае можно рассматривать как гидравлические сопротивления. Эти потери давления могут составлять значительную часть рабочего давления, особенно когда в гидроприводе используется низкий уровень рабочего давления, как, например, в гидроприводах шлифовальных станков, которые обычно работают на давлениях 1 ... 2 МПа.

В ряде случаев гидравлические сопротивления специально вводят на отдельных участках гидравлической системы, о чем более подробно мы будем говорить в последующих разделах.

В этих случаях важно уметь рассчитывать потери давления в гидросистеме. В работах многих исследователей установлено, что при ламинарном режиме движения потери давления пропорциональны скорости движения жидкости, ее вязкости и длине трубопровода. В справочной литературе можно найти формулы для определения потерь давления при ламинарном течении жидкости через кольцевые щели, зазоры между параллельными плоскостями и др. При ламинарном потоке через канал или трубу цилиндрической формы потери давления, МПа:

$$\Delta p = 0,62 \frac{\nu l Q}{d^4},$$

где ν — кинематическая вязкость, $\text{мм}^2/\text{с}$; l — длина канала или трубы, м; Q — расход, л/мин; d — внутренний диаметр канала, мм.

При турбулентном потоке потери давления не зависят от вязкости жидкости и пропорциональны квадрату скорости ее движения. Для расчета потерь давления в трубопроводах при турбулентном режиме течения обычно пользуются формулой Дарси

$$\Delta p = \lambda \gamma \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (1.12)$$

где λ — безразмерный коэффициент сопротивления, зависящий в основном от материала трубы и шероховатости ее внутренней поверхности (для стальных труб $\lambda = 0,02 \dots 0,05$; для резиновых шлангов $\lambda \approx 0,1$).

Если в эту формулу подставить выражение скорости через расход и площадь сечения трубы и известные значения постоянных, то при указанных размерностях [см. формулу (1.10)] она примет вид, удобный для практического использования, МПа:

$$\Delta p \approx 10 \frac{l Q^2}{d^5}. \quad (1.13)$$

При ламинарном и турбулентном потоке в трубах потери давления пропорциональны длине трубы. Такие гидравлические сопротивления и потери давления в них называют линейными. В отличие от них гидравлические сопротивления, в которых давление теряется при поворотах потока, резком уменьшении или увеличении сечения потока и т. п., называются местными. Поток жидкости при прохождении местных сопротивлений обычно турбулентный, а местные потери давления

$$\Delta p = \sum \xi \gamma \frac{v^2}{2g}, \quad (1.14)$$

где $\sum \xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений (при внезапном сужении потока $\xi = 0,5$; при внезапном расширении $\xi = 1$; коэффициенты для различных местных сопротивлений определяют по справочным таблицам).

Иногда удобно определять потери в местных сопротивлениях трубопровода по так называемой эквивалентной длине l_3 , понимая под последней такую длину прямого участка трубы данного диаметра, линейные потери на которой равны (эквивалентны) потерям давления в рассматриваемых местных сопротивлениях. Для определения эквивалентной длины приравняем правые части формул (1.12) и (1.14)

$$\lambda \gamma \frac{l_3}{d} \frac{v^2}{2g} = \sum \xi \gamma \frac{v^2}{2g},$$

откуда

$$l_3 = \frac{\sum \xi}{\lambda} d.$$

Тогда общие потери давления можно определить как линейные потери для трубы длиной $l + l_3$, МПа:

$$\Delta p \approx 10 \frac{(l + l_3) Q^2}{d^5}.$$

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРОПРИВОДА

ГЛАВА I. СОСТАВ И ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ ГИДРОПРИВОДА

§ 1. НАЗНАЧЕНИЕ ГИДРОПРИВОДА

По своему назначению гидравлический привод в станках делится на гидропривод главного движения, гидропривод подач и гидропривод вспомогательных перемещений.

Приводы главного движения перемещают поступательно или вращают рабочие органы и узлы станков, которые несут на себе режущий инструмент или заготовку, причем это движение участвует в получении заданной формы детали и определяет при обработке скорость резания.

Приводы подач также перемещают рабочие органы или узлы станков, несущие инструмент или заготовку. Их движение также влияет на форму обрабатываемой поверхности детали, но скорость этих движений определяет только скорость подачи инструмента относительно обрабатываемой поверхности.

Приводы вспомогательных перемещений широко используют в станках для привода рабочих органов и узлов станка, движение которых не участвует при формообразовании детали. К гидроприводам вспомогательных перемещений обычно относят приводы зажимных устройств и устройств автоматической смены инструмента, транспортных и фиксирующих устройств, устройств перемещения измерительных приборов и др.

В этом курсе мы подробно остановимся на каждом из основных типов гидроприводов, рассмотрим конструкции гидравлических машин, различных видов гидроаппаратуры и вспомогательных устройств, принципы их действия. Для начала рассмотрим структуру гидравлического привода и позначоимся с основными понятиями.

В общем виде любой гидропривод можно представить в виде схемы, показанной на рис. 2.1. Эта схема упрощенно показывает основные элементы, входящие в состав гидропривода, их взаимосвязь, назначение и выходные рабочие параметры. Так, по схеме можно проследить преобразование энергии приводного электродвигателя в выполненную работу при движении рабочего органа станка. Основой гидропривода является гидropередача, в состав которой входят: 1 — входная гидравлическая машина — насос; 2 — выходная гидравлическая машина — гидродвигатель; 3 — гидролиния.

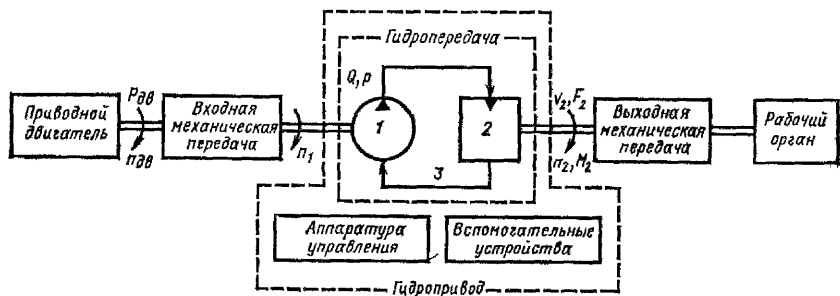


Рис. 2.1. Схема гидропривода

В качестве гидродвигателя применяют различные гидромашины в зависимости от вида движения, которое необходимо получить: для прямолинейного возвратно-поступательного — гидроцилиндры; вращательного — гидромоторы и возвратно-поворотного — поворотные гидродвигатели.

Между приводным двигателем и насосом может быть размещена входная механическая передача (редуктор) для изменения частоты вращения $n_{дв}$, полученной от выходного вала электродвигателя. Но чаще насос и приводной двигатель соединяют с помощью муфты. Выходную механическую передачу часто применяют для изменения вида движения или направления движения, осуществляемого гидродвигателем.

Гидропривод осуществляет передачу энергии с двойной ее трансформацией: вначале механическая энергия, полученная от электродвигателя, превращается в насосе в энергию потока рабочей жидкости; потом в гидродвигателе происходит обратная трансформация: энергия рабочей жидкости преобразуется в механическую энергию на выходном звене гидродвигателя.

Такая трансформация ведет к неизбежным потерям части энергии. Эффективность работы привода с точки зрения полезного использования энергии можно оценить количественно по величине коэффициента полезного действия — КПД. Современные технические решения позволяют создавать гидроприводы, не уступающие по КПД электроприводам в области средних и больших мощностей, несмотря на потери энергии в процессе трансформации.

В станках гидродвигатели обычно размещают на рабочих органах или в непосредственной близости от них, а насосы — на гидробаках, при этом от одного насоса питается несколько гидродвигателей. В частном случае насос и гидромотор могут быть объединены в виде гидропередачи.

В общем случае входной вал насоса вращается с частотой \bar{n}_1 , а создаваемый им поток рабочей жидкости характеризуется величиной расхода Q и давлением p .

На выходном звене гидродвигателя нас интересуют прежде всего два параметра получаемого движения: скоростной и силовой. Для возвратно-поступательного движения: линейная скорость v_2 и усилие F_2 , а для вращательного: частота вращения n_2 и крутящий момент M_2 . При этом первый параметр определяет подачу насоса на основании уравнения неразрывности, а второй зависит от давления p [см. формулу (1.4) и (1.10)].

Гидрооборудование можно разделить на три группы: гидромашин, гидроаппаратуру управления и вспомогательные гидравлические устройства. К первой относят гидродвигатели и насосы. Во вторую группу входят различные клапаны, распределители, дроссели, реле давления, регуляторы и др.

Надежная работа гидропривода и станка обеспечивается при условии, что в гидросистеме поддерживается требуемое качество рабочей жидкости. Для этого служат устройства кондиционирования жидкости: фильтрующие устройства (фильтры), очищающие рабочую жидкость от механических загрязнений; устройства регулирования и поддержания температуры жидкости (теплообменники, нагревательные элементы, терморегуляторы) и др. Все они относятся к группе вспомогательных устройств (третья группа). В эту же группу входят и устройства для хранения и передвижения рабочей жидкости: гидробаки, трубопроводы, уплотнения и соединительные элементы.

Для удобства компоновки и обслуживания гидропривода гидробак, насосный агрегат и устройства кондиционирования рабочей жидкости обычно объединяют конструктивно в виде гидравлической установки, которую располагают рядом со станком. На гидравлической установке по возможности размещают также манометр и гидроаппаратуру управления: предохранительные, обратные клапаны и др.

§ 2. КЛАССИФИКАЦИЯ ГИДРОПРИВОДОВ

Применяемые в технике гидравлические двигатели делят на объемные и динамические. В объемных гидродвигателях перемещение или угол поворота выходного звена двигателя прямо пропорциональны объему рабочей жидкости, прошедшей через его рабочие камеры.

Приводы, в которых используют объемные гидродвигатели, также называют объемными гидроприводами.

В динамических гидродвигателях механическое движение выходного звена создается за счет использования в основном кинетической энергии потока рабочей жидкости. Примером такого двигателя может служить турбина, на лопасти которой направляется струя жидкости под давлением. Динамические гидродвигатели применяют в приводах большой мощности, таких как трансмиссии автомобилей, тепловозов и др. В станках в основном применяют объемные гидроприводы, а динамические

находят применение редко, поэтому под гидроприводом мы будем понимать только объемный гидропривод.

В зависимости от характера движения выходного звена гидродвигатели делят на гидродвигатели поступательного движения (линейные), вращательного движения (ротационные) и поворотные. В гидродвигателях поступательного движения, к которым относят гидроцилиндры различных конструкций, выходное звено — шток или плунжер — может перемещаться возвратно-поступательно в пределах максимального хода, длина которого определяется конструкцией гидроцилиндра. Гидродвигатели вращательного движения называют гидромоторами. Выходное звено — вал гидромотора — может вращаться в обе стороны. В поворотных гидродвигателях выходное звено — вал гидродвигателя — может поворачиваться в пределах некоторого угла (обычно менее 360°). По типу применяемого гидродвигателя гидропривод также называют гидроприводом поступательного, вращательного или поворотного движения.

ГЛАВА II. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДВИГАТЕЛИ

§ 1. ГИДРОЦИЛИНДРЫ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЯ НА ШТОКЕ И СКОРОСТИ ЕГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ

Мы переходим к последовательному изучению элементов гидроприводов и каждый раз будем начинать с разбора типовой конструкции устройства данной группы. Рассмотрим конструкцию гидроцилиндра, представленную на рис. 2.2, а. Основные детали гидроцилиндра: гильза 5, задняя 1 и передняя 8 крышки, поршень 7 и шток 11. Гильза с крышками, стянутыми между собой с помощью шпилек 16 и гаек 15, образуют замкнутое внутреннее пространство, разделенное подвижной перегородкой в виде поршня 7 на две рабочие камеры или, как их часто называют, рабочие полости 17 и 20. Поршень жестко соединен со штоком 11, который проходит наружу через крышку 8.

Если подводить рабочую жидкость под давлением в канал 2, то она начинает заполнять полость 20, давит на поршень и перемещает его и связанный с ним шток вправо. При этом объем полости 17 уменьшается и жидкость вытесняется в канал 9. Понятно, что при подводе жидкости под давлением в этот канал и отводе из канала 2 поршень и шток движутся влево.

Таким образом, в гидроцилиндре энергия потока рабочей жидкости преобразуется в механическую энергию поступательного движения поршня и штока, поэтому гидроцилиндр может выполнять функции гидравлического линейного двигателя и перемещать поступательно узлы станков, присоединенные к его штоку 11, который является выходным звеном (элементом) гидроцилиндра.

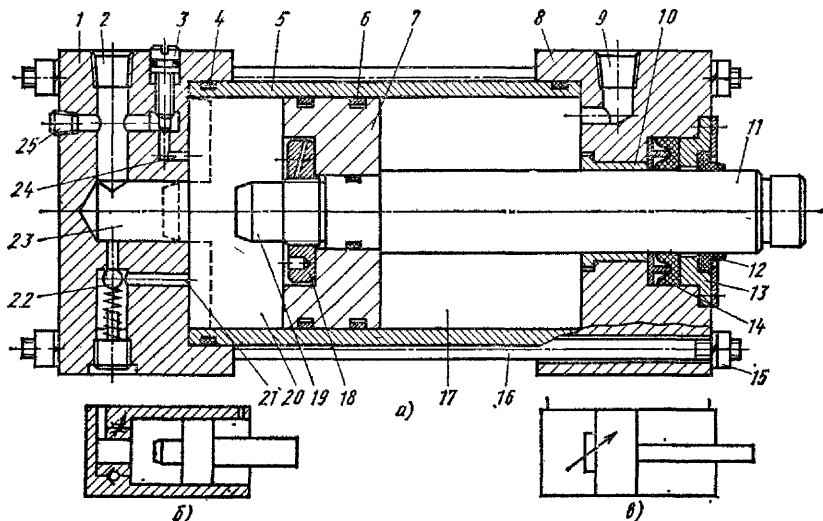


Рис. 2.2. Поршневой гидроцилиндр с односторонним штоком

Познакомимся более подробно с назначением отдельных деталей гидроцилиндра, рассмотрим технические требования, определяемые их назначением.

Гильза 5 представляет собой деталь в виде трубы, которая должна быть достаточно прочной, чтобы выдержать давление рабочей жидкости в полостях 17 и 20. Гильзы обычно изготавливают из конструкционной стали 45 с термообработкой. Наиболее высокие требования по качеству обработки предъявляют к внутренней поверхности гильзы, с которой контактирует при своем движении поршень. Внутренний диаметр гильзы выполняют с допуском не ниже $H8$, отклонение от цилиндричности этой поверхности не превышает $0,01 \dots 0,03$ мм, а шероховатость $0,32$ мкм. Эти требования обеспечиваются обработкой внутренней поверхности гильзы на финишных операциях шлифованием, хонингованием и др.

Крышки 1 и 8 изготавливают из чугуна марки СЧ20. Крышки соединяют с гильзой с помощью шпилек. На крышках обычно выполняют конструктивные элементы для крепления гидроцилиндра к базовым деталям станка (лапы, фланцы, цапфы и др.).

Соединение крышек с гильзой должно быть герметичным, иначе рабочая жидкость из внутренних полостей гидроцилиндра будет выдавливаться наружу. С этой целью используют круглые резиновые уплотнительные кольца 4.

Поршень во время работы перемещается внутри гильзы. Его максимальное перемещение ограничено упором в крышки и называется ходом поршня. Внутреннее пространство гидроцилиндра заполнено рабочей жидкостью — маслом, обеспечивающим

хорошее смазывание поверхностей поршня и гильзы. Материалы поршня и гильзы выбирают так, чтобы уменьшить их изнашивание, исключить появление задиров, поэтому для работы со стальной гильзой поршень делают из чугуна. Наружную цилиндрическую поверхность поршня обрабатывают шлифованием.

Для нормальной работы гидроцилиндра допускаются очень малые перетечки рабочей жидкости в зазоре между поршнем и гильзой из полости 20 в полость 17 или наоборот. Для этого необходимо точное изготовление гильзы и поршня, обеспечивающее зазоры между ними 0,02 ... 0,04 мм, либо установка на поршне уплотнений в виде чугунных поршневых колец 6, круглых резиновых колец или U-образных манжет. Поршень 7 жестко соединяют со штоком гайкой 18. При этом должна быть исключена возможность отвинчивания гайки при работе. В данном случае гайка выполнена с наклонной прорезью и стянута дополнительным фиксирующим винтом.

Шток 11, передающий усилие от поршня к приводимому гидроцилиндром рабочему органу станка, во время работы выдвигается наружу или перемещается внутрь гидроцилиндра. Штоки изготавливают из качественной конструкционной стали, наружную поверхность подвергают твердому хромированию, азотированию или другим видам термохимической обработки для обеспечения износостойкости и антикоррозийных свойств, а также шлифуют и полируют.

Направляющую втулку 10 изготавливают из антифрикционного материала (бронзы). U-образная резиновая манжета 14 уплотняет шток. При качественном изготовлении и монтаже манжеты шток при работе выносит на своей поверхности тончайшую масляную пленку, которая приводит к образованию малых утечек рабочей жидкости. На манжету 14 действует давление рабочей жидкости в полости 17, поэтому крепление фланца 13 к крышке 8 должно быть рассчитано на усилие, действующее на манжету. Кольцо 12 из резины служит для удаления загрязнений с поверхности штока, когда он перемещается внутрь цилиндра.

Гидроцилиндры могут иметь встроенные устройства для торможения поршня и штока в конце хода. На рис. 2.2, а показан пример выполнения такого устройства для торможения поршня в конце хода при движении штока влево. При подводе жидкости под давлением через канал 9 в полость 17 поршень и шток перемещаются влево. При этом жидкость из полости 20 вытесняется в канал 2 в основном через расточку 23 в крышке 1 и частично через канал 24 и щель между иглой дросселя 3 и кромкой прилегающего к ней отверстия в крышке 1. Проход жидкости из полости 20 через канал 21 в расточку 23 перекрыт обратным клапаном, выполненным в виде подпружиненного шарика 22.

В конце хода хвостовик 19 входит в расточку 23, плавно перекрывая проход жидкости из полости 20 в расточку 23 и с

этого момента жидкость из полости 20 может вытесняться в канал 2 только через канал 24. Движение поршня и штока замедляется, т. е. происходит плавное торможение, и остаток пути они перемещаются с замедленной скоростью, которую регулируют игольчатым дросселем 3.

Во время разгона поршня при его движении вправо жидкость под давлением проходит из канала 2 в полость 20 сначала через обратный клапан и канал 21, а после выхода хвостовика 19 из расточки 23 — через эту расточку напрямую. На рисунке показана заглушка 25 с конической резьбой, которая при завинчивании в крышку 1 обеспечивает герметичное перекрытие канала. Такие заглушки применяют для перекрытия каналов в гидроустройствах при давлениях рабочей жидкости до 20 МПа и более.

Для изображения взаимодействия элементов гидропривода между собой пользуются гидравлическими схемами, на которых каждый элемент показывается упрощенно. Существует два основных вида упрощенных изображений — полуконструктивные и условные.

Полуконструктивные изображения при максимальном упрощении все же сохраняют отдельные элементы конструкции, дающие представление о физических формах основных деталей. Для нашего гидроцилиндра может быть предложено полуконструктивное изображение, показанное на рис. 2 2, б, по которому можно составить представление о конструктивном выполнении тормозного устройства, не прибегая к рабочим чертежам гидроцилиндра. Дроссель 3 и обратный клапан показаны в виде условных изображений и их конструкции здесь не раскрыты.

Условные изображения элементов и устройств гидроприводов установлены рядом государственных стандартов и обязательны для применения при составлении гидравлических схем.

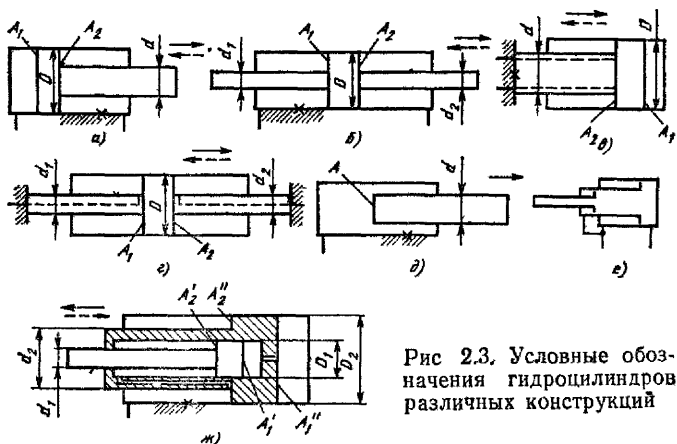


Рис 2.3. Условные обозначения гидроцилиндров различных конструкций

Эти изображения связаны лишь с функциональным назначением элементов. Мы будем знакомиться с условными изображениями постепенно при изучении каждого из элементов гидропривода. Для рассмотренной конструкции гидроцилиндра условное изображение представлено на рис. 2.2, в.

В станках применяют гидроцилиндры, выполненные по различным конструктивным схемам. На рис. 2.3 показаны наиболее распространенные из них. Как видно из этих схем, гидроцилиндры бывают с одним штоком (рис. 2.3, а, в, е) и с двумя штоками (рис. 2.3, б, г); с подводом рабочей жидкости через крышки (рис. 2.3, а, б, д, е) и через шток (рис. 2.3, в, г) одностороннего действия, когда усилие создается рабочей жидкостью только в одном направлении, а обратный ход осуществляется за счет действия пружины или другим способом, и двустороннего действия при подаче рабочей жидкости в обе полости гидроцилиндра (рис. 2.3, а, б, в, г, е, ж).

Плунжерный гидроцилиндр (рис. 2.3, д) не имеет поршня, а его шток обычно называют плунжером. Такой гидроцилиндр имеет более простую и компактную конструкцию. Телескопический гидроцилиндр (на рис. 2.3, ж — полуконструктивное, на рис. 2.3, е — условное изображение) представляет собой два поршневых цилиндра, один из которых встроено в шток другого. В такой конструкции общий ход штока малого диаметра d_1 равен сумме ходов поршней D_1 и D_2 . Наибольшее распространение получили телескопические цилиндры одностороннего действия с числом ступеней более двух, обеспечивающие больший ход при компактной конструкции.

Гидроцилиндр — это двигатель поступательного движения, поэтому его выходной элемент (обычно шток) должен перемещать рабочий орган станка с заданной скоростью на заданное расстояние, и при этом преодолевать различные силы сопротивления (силы трения, силы резания и др.), т. е. на выходном элементе должно создаваться требуемое усилие.

Чтобы сконструировать или подобрать из готовых изделий гидроцилиндр требуемого размера, нужно установить как связаны между собой основные размеры гидроцилиндра и параметры потоков рабочей жидкости, подключенных к его рабочим полостям, с усилием, скоростью движения и перемещением выходного звена. Гидроцилиндры характеризуются следующими основными геометрическими параметрами: диаметром поршня D , диаметром штоков d (если штоки имеют разные диаметры — то d_1, d_2), ходом штока (поршня) L .

Рассмотрим схему гидроцилиндра двустороннего действия с одним штоком (рис. 2.4). Если рабочая жидкость под давлением p_1 с расходом Q_1 подводится в левую (поршневую) полость, то она действует на левый торец поршня, имеющий рабочую площадь A_1 и давит на поршень, который представляет собой плоскую стенку, с силой F_1 .

Воспользуемся правилом для нахождения равнодействующей сил давления жидкости на плоскую стенку (см. разд. 1): 1) площадь поверхности стенки (торца поршня) A_1 ; 2) центр тяжести торцевой поверхности поршня лежит на его оси; 3) давление в центре тяжести p_1 ; 4) равнодействующая сил давления рабочей жидкости в левой полости цилиндра на поршень (как на плоскую стенку) $F_1 = p_1 A_1$.

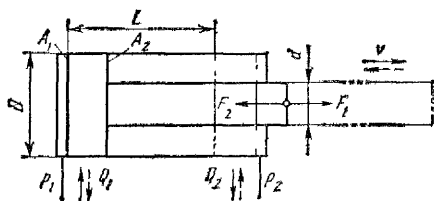


Рис. 24. Схема гидроцилиндра

Точно так же можно установить, что при давлении p_2 в правой полости цилиндра, рабочая жидкость в этой полости будет давить на правый торец поршня с силой F_2 . Этот торец представляет собой кольцо с площадью A_2 , тогда равнодействующая сил давления рабочей жидкости на поршень в правой полости цилиндра $F_2 = p_2 A_2$.

Силы F_1 и F_2 направлены вдоль оси поршня и штока и действуют в противоположные стороны, поэтому суммарное усилие на штоке

$$F = F_1 - F_2 = p_1 A_1 - p_2 A_2.$$

Отличие рабочих поверхностей поршня A_1 и A_2 от других поверхностей поршня, штока или плунжера заключается в том, что именно от давления рабочей жидкости на эти поверхности создается движущая сила на поршне, штоке или плунжере. На поршне, штоке и плунжере имеются наружные цилиндрические поверхности, на которые действует давление рабочей жидкости, однако силы давления направлены по радиусу перпендикулярно оси этих деталей и не создают усилий вдоль оси штока.

Важно уметь правильно находить рабочие поверхности в гидроцилиндре и рассчитывать их площади, поэтому еще раз обратимся к рис. 2.3.

В гидроцилиндре с односторонним штоком рабочая жидкость в поршневой полости действует на рабочую площадь, равную полной площади торцевой поверхности поршня, поэтому для схем, показанных на рис. 2.3, а, в, $A_1 = \pi D^2/4$.

При расчетах гидроприводов линейные размеры гидроцилиндров обычно задают в миллиметрах, а рабочие площади подсчитывают в квадратных сантиметрах. Тогда, см²:

$$A_1 = \pi D^2/(4 \cdot 100) \approx D^2/127.$$

В штоковых полостях этих цилиндров рабочими поверхностями являются кольцевые поверхности A_2 , площадь которых, см²:

$$A_2 = \pi (D^2 - d^2)/(4 \cdot 100) = (D^2 - d^2)/127.$$

В гидроцилиндрах с двусторонним штоком (рис. 2.3, б, з) рабочие поверхности имеют форму кольца в обеих полостях цилиндра, а их площади

$$A_1 = (D^2 - d_1^2)/127 \text{ и } A_2 = (D^2 - d_2^2)/127.$$

В станках обычно применяют гидроцилиндры с одинаковым диаметром штока с обеих сторон, когда $d_1 = d_2 = d$ и $A_1 = A_2 = (D^2 - d^2)/127$.

Если рабочая жидкость подводится через штоки (рис. 2.3, в, з), то шток крепится к неподвижной части станка, а корпус цилиндра (крышки и гильза) — к подвижному узлу. В этом случае движущая сила от давления жидкости создается на корпусе цилиндра. При этом она равна по величине и противоположна по направлению силе, действующей на поршень и шток.

На рис. 2.3, д рабочей поверхностью является торцовая поверхность плунжера площадью $A = d^2/127$. В телескопическом гидроцилиндре (рис. 2.3, е, ж) имеется два цилиндра с односторонними штоками и для них

$$A'_1 = D_1^2/127; A'_2 = (D_1^2 - d_1^2)/127;$$

$$A''_1 = D_2^2/127; A''_2 = (D_2^2 - d_2^2)/127.$$

Если рабочие площади измерять в квадратных сантиметрах, а давления p_1 и p_2 рабочей жидкости в полостях гидроцилиндра в мегапаскалях, то формула для подсчета усилия на штоке (или подвижном корпусе) гидроцилиндра принимает вид, Н:

$$F = 100 (p_1 A_1 - p_2 A_2).$$

Если при подстановке заданных величин в эту формулу сила F получится с положительным знаком, это значит, что суммарное усилие совпадает по направлению с силой F_1 ; если F — с отрицательным знаком, то она совпадает по направлению с F_2 .

Представляют интерес частные случаи, когда в одной из полостей гидроцилиндра давление рабочей жидкости мало, например если эта полость соединена с линией слива или дренажа. Тогда при $p_2 = 0$ $F = p_1 A_1$, а при $p_1 = 0$ $F = -p_2 A_2$.

Под ходом гидроцилиндра понимают максимальное перемещение L его поршня со штоком (см. рис. 2.4) или плунжера. Ход выходного звена гидроцилиндра должен обеспечивать требуемое перемещение рабочего органа станка. В основном гидроцилиндры перемещают рабочие органы без дополнительных механических передач (рис. 2.5, а), поэтому ход цилиндра должен быть не менее максимального перемещения S этого рабочего органа станка: $L \geq S_{\max}$. Значительно реже между рабочим органом и гидроцилиндром используют ускоряющую или замедляющую передачу. В качестве примеров показаны применяемые в станках зубчато-реечный механизм удвоенного

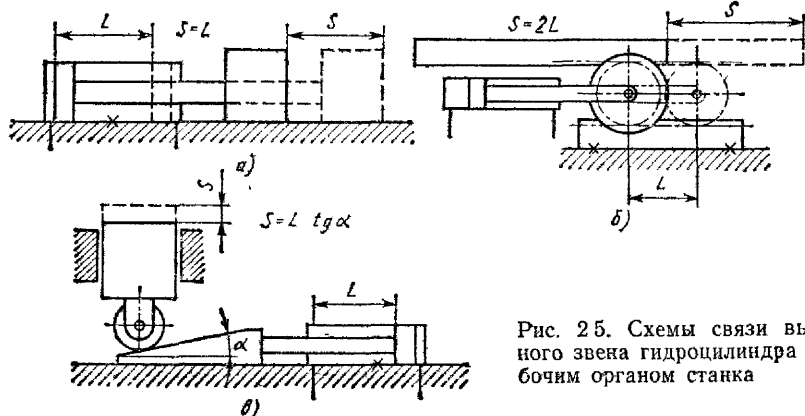


Рис. 25. Схемы связи выходного звена гидроцилиндра с рабочим органом станка

хода рабочего органа (рис. 2.5, б) и клиновой замедляющей механизм (рис. 2.5, в).

При выборе гидроцилиндра учитывается необходимая скорость v движения выходного звена (см. рис. 2.4) или время перемещения t при заданном ходе L . В этом случае, задаваясь законом движения, можно определить скорость, например при равномерном движении $v = L/t$. С другой стороны, чтобы переместить поршень за время t на величину L , нужно подать в поршневую полость цилиндра рабочую жидкость, объем которой равен A_1L .

Из штоковой полости за это же время будет вытеснена рабочая жидкость, объем которой равен A_2L . Расход — это объем жидкости, который проходит через поперечное сечение трубопровода за единицу времени, поэтому

$$Q_1 = A_1L/t = A_1v \text{ и } Q_2 = A_2L/t = A_2v.$$

Если задавать площадь поршня в квадратных сантиметрах, а скорость в метрах в минуту, то формулы для определения расхода в рабочих гидролиниях цилиндра принимают вид, л/мин:

$$Q_1 = A_1v/10 \text{ и } Q_2 = A_2v/10.$$

Если поршень гидроцилиндра нужно перемещать со скоростью v в обратном направлении, то в штоковую полость цилиндра нужно подводить рабочую жидкость с расходом Q_2 , а из поршневой полости при этом будет вытесняться рабочая жидкость с расходом Q_1 .

Если известен расход жидкости Q , поступающий в гидроцилиндр, то скорость перемещения его поршня (штока, плунжера), м/мин:

$$v = 10Q/A,$$

где A — рабочая площадь в соответствующей полости гидроцилиндра.

§ 2. ПОВОРОТНЫЕ ГИДРОДВИГАТЕЛИ

Рассмотрим схему гидродвигателя, в котором поворотное движение выходного вала получается без применения каких-либо преобразующих механизмов (рис. 2.6, а). Корпус 1 закрыт с двух сторон крышками 7 и 8. В расточках крышек установлен вал 3, один конец которого проходит сквозь расточку в крышке 7 и является выходным звеном поворотного гидродвигателя. В средней части вала имеется цилиндрический участок с наружным диаметром d , шириной b ; диаметр внутренней расточки в корпусе D .

Таким образом, внутри корпуса образуется кольцевое пространство шириной b , ограниченное поверхностями с диаметрами D и d . Представим, что мы взяли кольцо такой же ширины с таким же наружным и внутренним диаметром, вырезали из него два сектора 2 и 5 и закрепили сектор 2 жестко на валу, а сектор 5 жестко внутри корпуса 1.

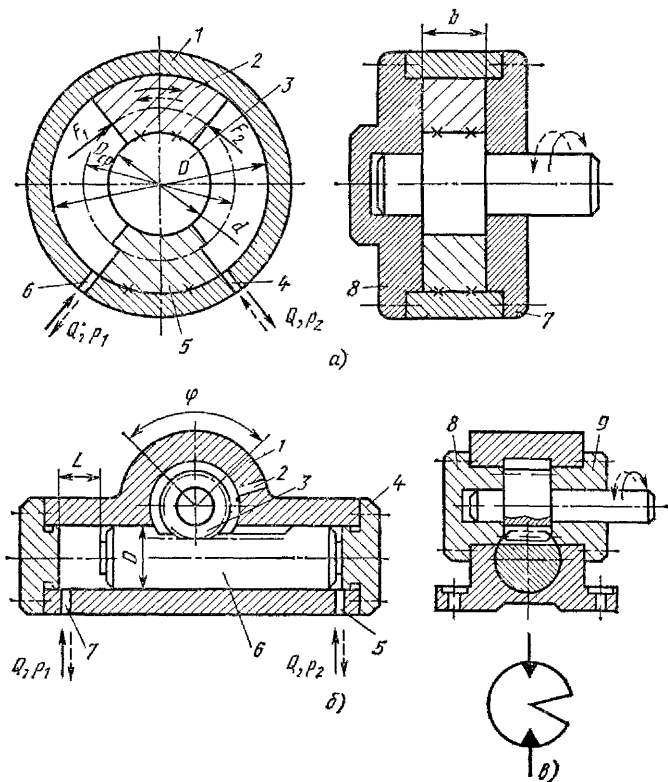


Рис 2.6 Схемы поворотных гидродвигателей без преобразующего механизма (а), с зубчато-реечной передачей (б) и их обозначение на схемах (в)

Очевидно, что рабочая жидкость с давлением p_1 , подведенная в канал 6, будет давить на сектор 2 с силой F_1 и стремиться повернуть вал по часовой стрелке, если смотреть со стороны выходящего наружу конца вала. Точно так же рабочая жидкость с давлением p_2 , подведенная в канал 4, будет давить на сектор 2 с силой F_2 и стремиться повернуть вал 3 против часовой стрелки. В зависимости от того, какая из этих сил больше, вал будет поворачиваться в ту или другую сторону до упора в неподвижный сектор 5. Поэтому максимальный угол поворота вала 3 меньше одного оборота и в двигателях подобной конструкции не превышает 270° .

Площадь поверхности сектора 2, на которую давит рабочая жидкость $A = (D - d) b / 2$.

Силы от давления жидкости

$$F_1 = p_1 (D - d) b / 2 \text{ и } F_2 = p_2 (D - d) b / 2.$$

Эти силы приложены от центра вала на расстоянии, равном среднему радиусу: $R_{\text{ср}} = D_{\text{ср}} / 2 = (D + d) / 4$.

Направления действия сил F_1 и F_2 перпендикулярны радиусу, поэтому крутящие моменты, создаваемые этими силами на валу 3:

$$M_1 = F_1 R_{\text{ср}} = p_1 \frac{D - d}{2} b \frac{D + d}{4} = p_1 \frac{D^2 - d^2}{8} b;$$

$$M_2 = F_2 R_{\text{ср}} = p_2 \frac{D^2 - d^2}{8} b.$$

Суммарный крутящий момент

$$M = M_1 - M_2 = \frac{(p_1 - p_2) (D^2 - d^2) b}{8}.$$

Крутящий момент для гидродвигателей, Н·м:

$$M = \frac{(p_1 - p_2) (D^2 - d^2) b}{8000},$$

где D , d и b — в мм.

Угловая скорость поворота выходного вала

$$\omega = \frac{1,33 \cdot 10^5 Q}{(D^2 - d^2) b} [1/c] = \frac{76 \cdot 10^5 Q}{(D^2 - d^2) b} [\text{град/с}],$$

где Q — расход, л/мин; D , d , b — конструктивные размеры, мм.

Рассмотренная конструкция поворотного гидродвигателя привлекательна своей компактностью, однако при изготовлении таких гидравлических двигателей возникают технологические сложности, связанные с тем, что конструктивно достаточно сложно выполнить уплотнительное устройство по периферии сектора лопасти 2, которое исключало бы перетечки рабочей жидкости между полостями гидродвигателя.

В связи с этим чаще применяют конструкции, аналогичные показанной на рис. 2.6, б. Рабочая жидкость, подводимая под

давлением p_1 и p_2 в каналы 7 или 5, действует на торцы плунжера 6 и перемещает его внутри корпуса 1 на величину хода L , ограниченную крышками 4. В средней части плунжера на его наружной поверхности выполнены зубья, которыми плунжер-рейка зацепляется с валом-шестерней 3, установленным в опорах крышек 8 и 9. Таким образом, поступательное движение плунжера-рейки преобразуется в поворотное движение выходного вала 3. Внутренние утечки рабочей жидкости отводятся через дренажный канал 2.

Если шестерня имеет z зубьев, а модуль зацепления m , то угол поворота выходного вала, градус:

$$\varphi = 360L/(\pi mz),$$

где L и m — в мм.

Крутящий момент на выходном валу, Н·м:

$$M = \frac{D^2 mz (p_1 - p_2)}{2546},$$

где p_1 и p_2 — в МПа.

Угловая скорость поворота выходного вала, с⁻¹:

$$\omega = \frac{0,42 \cdot 10^5 Q}{D^2 mz},$$

где Q — в л/мин.

§ 3. ГИДРОМОТОРЫ

В гидромоторах выходной вал должен вращаться с требуемой частотой и преодолевать полезную нагрузку. В станках наибольшее распространение получили аксиально-поршневые гидромоторы, конструкция которых представлена на рис. 2.7, а. Корпус 4 с крышками 3 и 10 образует внешний неподвижный контур гидромотора, внутри которого расположены подвижные детали. Выходной вал 1 установлен на шарикоподшипниках и соединяется через шпонку с барабаном 8. Уплотнение 2 предотвращает внешние утечки на валу.

В расточках барабана равномерно по окружности расположены рабочие плунжеры (поршни) 7. Плунжеры расположены аксиально, т. е. вдоль оси выходного вала, отсюда и название гидромотора. Крышка-распределитель 10 притягивается к корпусу винтами 12. Барабан прижимается к этой крышке пружиной 6 и давлением рабочей жидкости, подводимой через каналы 11, 15 и серпообразные пазы 13, 14 в рабочие камеры 9 под торцами плунжеров 7. Под действием давления рабочей жидкости плунжеры давят сферическими головками на подвижное кольцо упорного шарикоподшипника 5.

Плоскость подвижного кольца расположена под углом α к плоскости, перпендикулярной оси выходного вала. Поэтому под действием сил F (рис. 2.7, б) от давления рабочей жидко-

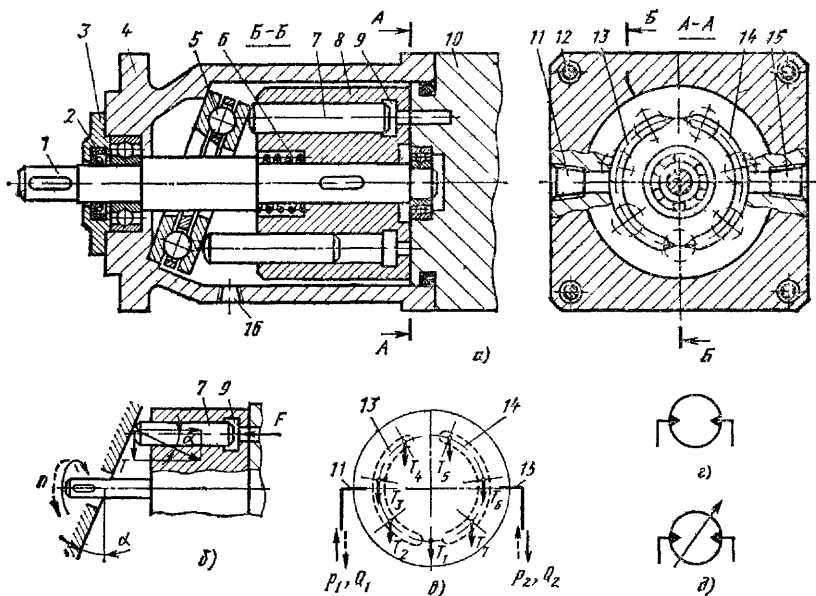


Рис 27. Аксильно-поршневой гидромотор

сти, на головки плунжеров действуют усилия $T_1 \dots T_7$ в плоскости, перпендикулярной оси вала

Эти усилия стремятся повернуть барабан вместе с валом. Причем плунжеры, у которых рабочие камеры 9 соединяются с пазом 13 (рис. 2.7, а), стремятся повернуть барабан против часовой стрелки, если смотреть со стороны выходного вала, а плунжеры, которые находятся против паза 14, стремятся повернуть барабан в противоположном направлении, т. е. по часовой стрелке.

Схема действия сил показана на рис. 2.7, в. Диаметры плунжеров одинаковы, число плунжеров, которые находятся против пазов 13 и 14, также в среднем одинаковы, поэтому вопрос, какие из плунжеров «переселят», будет зависеть от давлений в каналах 11 и 15, т. е. от p_1 и p_2 . При $p_1 > p_2$ крутящий момент на валу направлен против часовой стрелки, при $p_1 < p_2$ — по часовой стрелке. При $p_1 = p_2$ крутящий момент равен нулю. Рабочая жидкость под большим давлением из канала 13 подводится в рабочие камеры 9 (рис. 2.7, б) соответствующих плунжеров и заполняет эти камеры.

Выдвигаясь, плунжеры 7 давят на подшипник, вращают барабан 8 с валом 1 и совершают полезную работу. В это время остальные плунжеры перемещают внутрь барабана и вытесняют рабочую жидкость под меньшим давлением в канал 15. Утечки рабочей жидкости из корпуса отводятся через канал 16. Для

осуществления реверса, т. е. изменения направления вращения выходного вала, рабочую жидкость следует подвести в рабочие камеры через канал 15 и паз 14, а вытеснение ее из камер будет происходить через паз 13 и канал 11.

Объем жидкости, который нужно подать в гидромотор для поворота его выходного вала на один оборот, называется рабочим объемом гидромотора и обозначается q . Рабочий объем измеряют в кубических сантиметрах.

Если подать в гидромотор рабочую жидкость объемом V , под давлением p_1 , то из него выйдет такое же количество рабочей жидкости под давлением p_2 , и при этом будет совершена работа, равная произведению объема рабочей жидкости на разность давлений: $A_{ж} = V(p_1 - p_2)$. При этом вал повернется на угол, рад:

$$\varphi = \frac{V}{q} 2\pi.$$

Механическая работа при вращательном движении равна произведению крутящего момента на угол поворота: $A_m = M_{кр}\varphi$. Если не учитывать потери в гидромоторе, то приравняв работу потока жидкости и механическую работу, получим формулу для крутящего момента на выходном валу гидромотора, Н·м:

$$M_{кр} = \frac{q(p_1 - p_2)}{2\pi},$$

где q — в см³; p_1 и p_2 — в МПа.

Расходы рабочей жидкости на входе в гидромотор и на выходе из него отличаются только на величину утечек, которыми, как правило, при расчете частоты вращения вала гидромотора можно пренебречь, т. е. принимать $Q_1 = Q_2 = Q$. Тогда частота вращения вала, об/мин:

$$n = 1000Q/q,$$

где Q — расход жидкости через гидромотор, л/мин.

Изменяя расход рабочей жидкости, можно регулировать частоту вращения. Как видно из формулы, частота вращения зависит также от рабочего объема гидромотора. В станках чаще всего применяют нерегулируемые гидромоторы, т. е. с постоянным рабочим объемом. Существуют также и регулируемые гидромоторы, но их применяют редко. В аксиально-поршневом гидромоторе регулирование рабочего объема можно осуществить за счет изменения угла α наклона плоскости упорного подшипника. Условное обозначение нерегулируемых реверсивных гидромоторов всех типов показано на рис. 2.9, г, регулируемых — на рис. 2.7, д.

Аксиально-поршневые гидромоторы отличаются широким диапазоном частот вращения выходного вала (от 1 до 2000 об/мин и более). Однако они имеют достаточно сложную конструкцию, а действующие вдоль плунжеров усилия F со-

здают большие нагрузки на упорный подшипник 5. Существуют и другие конструкции гидромоторов, которые применяют в станках реже, чем аксиально-поршневые гидромоторы.

При выборе гидромотора пользуются понятиями номинального крутящего момента $M_{кр.н}$, номинального расхода Q_n , номинальной частоты вращения n_n и номинальной разности давлений на входе и выходе Δp_n , параметры которых приводятся в каталогах. По этим характеристикам гидромоторов можно определить параметры гидромотора при работе в заданных рабочих условиях, т. е. при заданных Q и $p_1 - p_2$:

$$M_{кр} = M_{кр.н} \frac{p_1 - p_2}{\Delta p_n} \text{ и } n = n_n \frac{Q}{Q_n}.$$

Можно решать и обратную задачу — определять для выбранного гидромотора при заданных $M_{кр}$ и n требуемый расход и перепад давлений рабочей жидкости:

$$Q = Q_n \frac{n}{n_n} \text{ и } p_1 - p_2 = \Delta p_n \frac{M}{M_{кр.н}}.$$

В гидравлических двигателях, как и в других машинах, часть энергии теряется на преодоление трения между движущимися и неподвижными деталями. Однако применяемые в гидроприводах минеральные масла обладают хорошими смазывающими свойствами, поэтому потери на трение невелики и механический КПД гидравлических двигателей, как правило, не ниже 0,9. При работе гидродвигателей имеют место также утечки рабочей жидкости по зазорам между движущимися относительно друг друга деталями.

Внутренние утечки между рабочими камерами с различными давлениями рабочей жидкости называют перетечками, а те утечки, которые отводят в дренаж, называют внешними утечками. Детали гидравлических двигателей выполняют с высокой степенью точности, рабочие зазоры выдерживают в пределах 5 ... 20 мкм и поэтому утечки по сравнению с рабочими расходами невелики и их учитывают только при работе на малых расходах рабочей жидкости.

ГЛАВА III. НАПРАВЛЯЮЩАЯ И РЕГУЛИРУЮЩАЯ ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ АППАРАТУРА

§ 1. НАПРАВЛЯЮЩАЯ ГИДРОАППАРАТУРА

При рассмотрении схемы гидравлической системы (см. рис. 2.1) мы определили место и назначение гидравлической аппаратуры управления: распределять потоки, регулировать давление и расход рабочей жидкости.

На рис. 2.8 показаны гидравлические распределители двух наиболее распространенных типов: золотниковый (рис. 2.8, а)

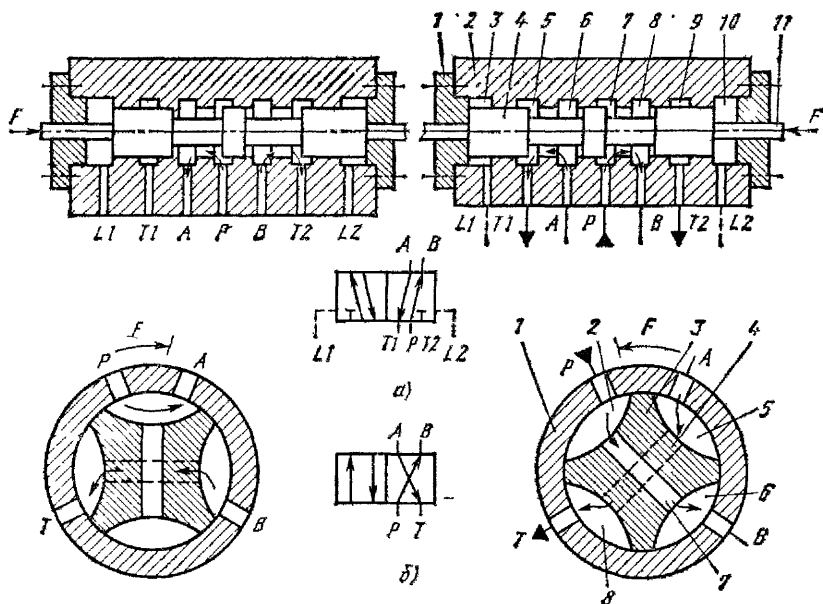


Рис 28 Гидравлические распределители золотникового и кранового типа и их обозначения

и крановый (28, б). Основные детали гидрораспределителя: корпус и запорно-регулирующий элемент.

В гидрораспределителях золотникового типа запорно-регулирующий элемент выполнен в виде цилиндрического золотника 4, который перемещается поступательно внутри корпуса 2. Золотник изготавливают из высококачественных конструкционных сталей марок 20Х, 40Х и ХВГ. После термической обработки на наружной поверхности золотников обеспечивается твердость HRC₂ 50 ... 60. Корпус распределителя изготавливают из чугунов марок СЧ 20 и СЧ 30.

Поверхность отверстия в корпусе под золотник и наружную поверхность золотника обрабатывают с высокой точностью. Диаметральный зазор между золотником и корпусом равен 0,005 ... 0,02 мм. При таких зазорах удается обеспечить небольшие силы трения, высокую долговечность пары золотник — корпус и сравнительно небольшие перетечки рабочей жидкости внутри распределителя.

Воздействуя усилием F на толкатель 11, можно перемещать золотник 4 в крайнее левое или правое положение до упора в крышку 1.

Внутри корпуса выполнены расточки 3, 5, 6 ... 10, а на золотнике — проточки. Расточки корпуса соединены с рабочими каналами распределителя, которые по международным стандартам обозначают буквами латинского алфавита: P — подвод

рабочей жидкости под давлением; T — слив; A, B — каналы для соединения с рабочими линиями гидродвигателя; L — дренаж; X, Y — каналы для подвода потоков управления и др. Эти каналы выведены на наружную поверхность корпуса и к ним присоединяются соответствующие гидравлические линии.

В качестве примера рассмотрим работу распределителя, когда на его золотник переключающее усилие действует справа налево и золотник перемещен в крайнее левое положение. Рабочая жидкость под давлением подводится в канал P и через расточку 7 , проточку на золотнике и расточку 8 попадает в канал B , откуда она может направляться в одну из рабочих полостей гидродвигателя.

Из другой рабочей полости гидродвигателя жидкость может вытесняться в это же время через канал A , расточку 6 , проточку на золотнике и расточку 5 — в канал $T1$, который может быть соединен со сливом. Расточки 3 и 10 вместе с крышками 1 образуют замкнутые торцовые камеры, которые могут использоваться для сбора и отвода внутренних утечек, как показано на рисунке, или для подвода потоков управления.

Если теперь приложить к золотнику переключающее усилие слева направо, то золотник займет крайнее правое положение, канал A будет отключен от канала $T1$ и соединен с каналом P , а канал B наоборот, отсоединится от канала P и подключится к каналу $T2$. При этом рабочая жидкость будет направляться к каналу A , а сливаться из канала B через $T2$. Таким образом, при перемещении золотника в корпусе происходит распределение потоков рабочей жидкости между гидролиниями, соединенными с рабочими каналами корпуса, откуда и название этого аппарата — распределитель.

В распределителях кранового типа (рис. 2.8, б) запорно-регулирующий элемент выполнен в виде поворотного золотника-крана 3 , который может поворачиваться внутри корпуса 1 . Рабочие каналы рассредоточены по периферии корпуса. На кране 3 выполнены канавки $2, 5, 6, 8$ и отверстия $4, 7$ так, что при повороте крана в крайнее положение против часовой стрелки канал P через канавку 2 , отверстие 7 и канавку 6 соединяется с каналом B , а канал A через канавку 5 , отверстие 4 и канавку 8 — с каналом T . При повороте крана в крайнее положение по часовой стрелке (на 45°) канал P соединяется с каналом A , а канал B — с каналом T .

Рассмотренные гидрораспределители относят к аппаратам дискретного действия. Это означает, что запорно-регулирующий орган аппарата может занимать одну из двух, трех и более фиксированных позиций, в каждой из которых он может осуществлять определенное переключение потоков рабочей жидкости. Условно каждая позиция распределителя изображается на схеме в виде прямоугольника, внутри которого линиями со стрелками показывают направления потоков рабочей

жидкости, а линиями с поперечной черточкой — закрытые каналы аппарата (см. рис. 2.8, а). Точки, находящиеся на контуре прямоугольника и соединяемые этими линиями, указывают на число гидролиний, подведенных к аппарату.

Если распределитель имеет несколько позиций, то его условное обозначение складывается из такого же числа прямоугольников, внутри которых показывают соответствующие соединения каналов. На рис. 2.8 показаны условные обозначения для рассмотренных конструкций двухпозиционных распределителей. Условное обозначение одинаково для золотниковых и крановых распределителей, если они одинаково распределяют рабочую жидкость между каналами. Одна из позиций гидрораспределителя принимается за исходную и при составлении гидросхемы к этой позиции подводят гидролинии связи распределителя с другими элементами гидросхемы.

Чтобы представить как соединяются эти линии между собой в других позициях распределителя, нужно мысленно передвинуть соответствующий квадрат условного обозначения на место квадрата исходной позиции, оставив линии связи в прежнем положении. Для удобства чтения гидросхем рекомендуется строить обозначение распределителя так, чтобы мысленное перемещение квадратов совпадало по направлению с физическим движением золотника распределителя.

Двухпозиционные распределители позволяют изменять направление движения рабочих органов станков за счет поочередного соединения рабочих линий гидродвигателя (каналы *A* и *B*) с напорной гидролинией (канал *P*) или линией слива (канал *T*). Однако при использовании двухпозиционного распределителя рабочий орган станка перемещается при каждой позиции распределителя до конца хода. Если же требуется также и останавливать рабочий орган в промежуточных положениях за счет переключения распределителя, то для этого нужно применить два двухпозиционных распределителя отдельно для управления линиями *A* и *B*. Однако чаще для этого используют трехпозиционные распределители, отличающиеся от двухпозиционных тем, что золотник может устанавливаться между двумя крайними положениями также и в среднее положение, которое принимают за исходное.

В зависимости от особенностей конструкции, назначения и цикла работы приводимого гидравлическим двигателем рабочего органа станка для его остановки требуется отключить подвод рабочей жидкости в полости гидродвигателя, перекрыть выход рабочей жидкости из этих полостей или выполнить другие условия. Соответственно существуют различные исполнения трехпозиционных распределителей, которые отличаются схемой соединения рабочих каналов в средней позиции распределителя.

На рис. 2.9 показаны наиболее часто используемые схемы трехпозиционных распределителей и их изображения. Эти ис-

полнения имеют общепринятую нумерацию, которая используется в обозначении модели распределителя при его заказе. В исполнении 1 (рис. 2.9, а) в средней позиции все каналы распределителя соединяются между собой (схема называется схемой с открытым центром и открытым сливом). В исполнении 2 (рис. 2.9, б) используется схема с открытым центром и закрытым сливом. В исполнении 3 (рис. 2.9, в) — открытый слив и закрытый центр. В исполнении 4 (рис. 2.9, г) слив и центр закрыты. Цифрой 5 обозначают распределители двухпозиционного исполнения, цифрой 6 — трехпозиционные распределители (рис. 2.9, д), у которых в средней позиции каналы А и В перекрыты, а канал Р соединяется с каналом Т.

Рассмотренные исполнения трехпозиционных распределителей имеют различное соединение каналов только в средней позиции, а в крайних позициях схемы соединения каналов у всех исполнений одинаковые. Кроме рассмотренных основных исполнений, существуют другие исполнения двух- и трехпозиционных распределителей по схемам соединения каналов. Значительно реже встречаются четырех-, пяти- и более позиционные распределители.

Теперь рассмотрим способы управления распределителями. Как видно из рис. 28, для переключения распределителя в нужное рабочее положение достаточно каким-либо способом переместить его золотник в соответствующее положение внутри корпуса, чем будет достигнуто требуемое соединение рабочих каналов. При классификации распределителей способ переключения называют **видом управления** (рис. 2.10).

Ручное управление распределителем (рис. 2.10, а) производится оператором, который перемещает золотник 4 в корпусе 3, переключая рукоятку 1, связанную с золотником через серью 2. Аналогично в распределителях кранового типа с ручным

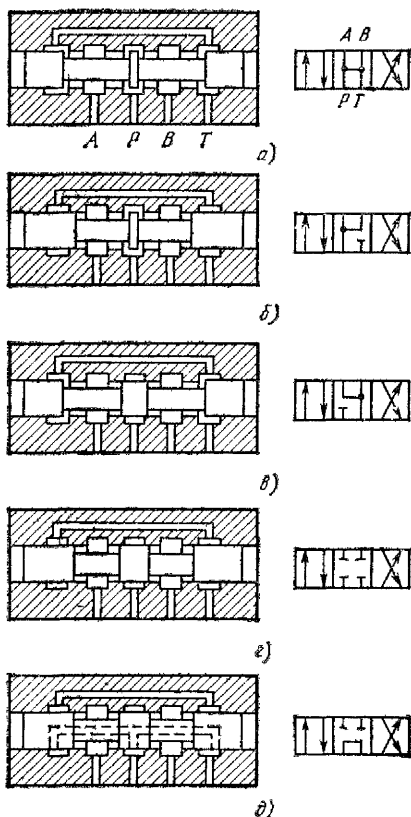


Рис. 2.9. Трехпозиционные распределители и их обозначения

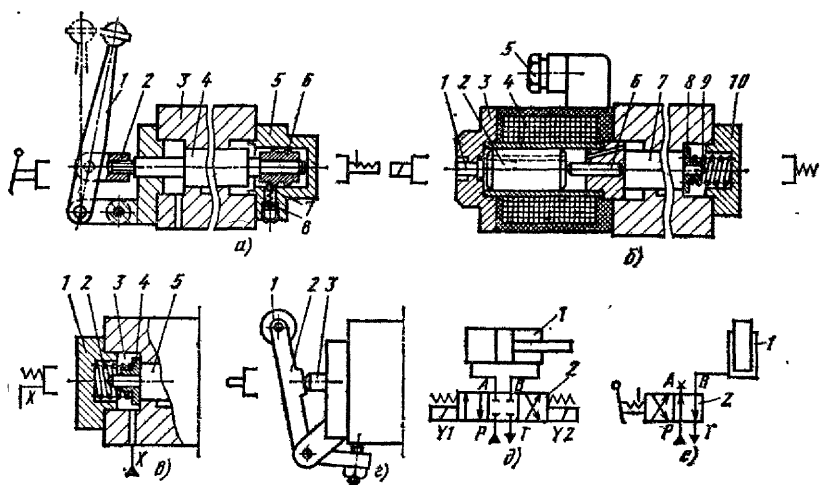


Рис. 2.10. Схемы управления гидрораспределителями и их обозначения

управлением оператор через рукоятку поворачивает в нужное положение кран. Чтобы исключить самопроизвольное или случайное переключение, в распределителях с ручным управлением устанавливают фиксирующее устройство, которое может быть выполнено в виде втулки 6, закрепленной на золотнике, и шарика 7, поджатого пружиной 8. Шарик может перемещаться в отверстии крышки 5 только в направлении, перпендикулярном оси золотника, поэтому при установке золотника в каждую из позиций шарик входит в канавку на втулке 6 и этим фиксирует положение золотника. По этой схеме золотник имеет три фиксированных положения.

Часто в станках применяют гидрораспределители с *электромагнитным* управлением (рис. 2.10, б). Команда на переключение распределителя подается в виде электрического напряжения, которое подводится по проводам через штепсельный разъем 5 на обмотку катушки 4, которая установлена на втулке. Под действием магнитного поля сердечник (якорь) 2 втягивается внутрь втулки и через толкатель 6 перемещает золотник 7 вправо. Кнопка 1 используется для ручного переключения при наладке станка.

Переключение золотника в обратном направлении может производиться таким же электромагнитом, установленным с противоположной стороны, или пружиной 9. Пружина размещена в крышке 10 и воздействует на золотник через втулку 8.

В рассмотренном варианте пространство внутри втулки заполнено рабочей жидкостью. Такой вид электромагнита называется *маслонаполненным электромагнитом* или *электромагнитом с «мокрым» якорем*. Применяются также и электромагниты с

«сухим» якорем. Маслонаполненные электромагниты позволяют уменьшить наружные утечки рабочей жидкости и имеют более высокую долговечность, поэтому они находят все большее применение в гидрораспределителях.

При *гидравлическом* управлении золотник 5 (рис. 2.10, в) переключается также давлением рабочей жидкости, которая подводится через каналы управления в торцовые расточки 3. Под действием давления в канале X золотник перемещается вправо. При соединении этого канала со сливом и подводе давления управления в такой же канал с противоположной стороны распределителя (обозначается Y), золотник перемещается влево до упора в крышку 1. Пружины 2 через втулки 4 действуют на золотник 5 и устанавливают его в среднее положение, когда оба канала управления одновременно соединяются с напорной или сливной магистралью.

Распределители на большие расходы рабочей жидкости состоят из управляющего распределителя с электромагнитным управлением и основного распределителя с гидравлическим управлением. При этом управляющий распределитель направляет жидкость под торцы золотника основного распределителя и переключает его. Такой вид управления называется *электрогидравлическим*.

При *механическом* управлении распределитель снабжается роликом 1 (рис. 2.10, г), который устанавливается на рычаге 2 или толкателе 3. Такой вид управления используется, когда переключение распределителя производится кулачком, установленным на подвижном узле станка.

Применяют также гидрораспределители с управлением от педали (ножное управление), пневматическим управлением и др. Изображение гидрораспределителя с учетом элементов управления составляется как комбинация условных изображений, приведенных на рис. 2.8 ... 2.10. В качестве примера на рис. 2.10, д показана схема управления гидроцилиндром 1 с односторонним штоком с использованием трехпозиционного распределителя 2. Схему следует читать в такой последовательности:

1) при выключенных электромагнитах $Y1$ и $Y2$ пружины переключают распределитель в среднюю позицию, в которой все каналы перекрыты и шток гидроцилиндра неподвижен (на практике из-за внутренних утечек шток может медленно перемещаться);

2) для перемещения штока вправо следует при выключенном $Y2$ включить $Y1$, тогда соединение каналов будет соответствовать левому квадрату условного изображения, т. е. $P \rightarrow A$, а $B \rightarrow T$;

3) для перемещения штока влево нужно выключить $Y1$ и включить $Y2$, тогда каналы соединятся так, как показано в правом квадрате: $P \rightarrow B$, $A \rightarrow T$.

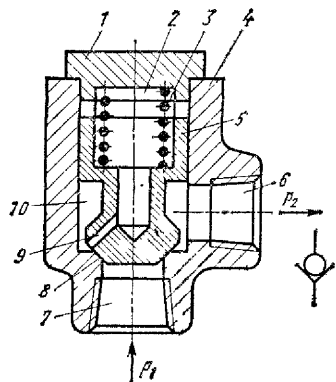


Рис. 2.11. Обратный клапан типа Г51 и его обозначение

$P \rightarrow A$, $B \rightarrow T$. Канал A не используется и заглушен, канал B соединяется со сливом, и плунжер гидроцилиндра под действием внешней силы (например силы тяжести) перемещается вниз. Положение распределителя зафиксировано механическим фиксатором.

2. Для перемещения плунжера вверх рукоятку распределителя следует переключить вправо; соединение каналов будет соответствовать левому квадрату на обозначении: $P \rightarrow B$, $A \rightarrow T$, т. е. в гидроцилиндр будет подведено давление.

В разобранных случаях распределитель может производить переключение четырех подводимых к нему гидролиний, поэтому он называется четырехлинейным. Применяют также двух-, трех-, пяти- и более линейные распределители.

Рассмотренные конструкции гидрораспределителей относят к нормализованной гидроаппаратуре, т. е. к таким аппаратам, которые изготавливают для общепромышленного применения. В станках применяется также достаточно большая номенклатура специализированной гидроаппаратуры, которая сконструирована и изготавливается только для станков. В числе таких аппаратов есть распределители для шлифовальных, строгальных и других станков, которые объединены с другими гидроаппаратами в комплексные блоки, называемые гидропанелями.

К направляющей аппаратуре относят также клапаны, предназначенные для пропускания жидкости только в одном направлении и перекрытия обратного потока. Эти клапаны называют обратными. Конструкция наиболее распространенного в станках обратного клапана типа Г51 и его условное изображение приведены на рис. 2.11. В корпусе 4 выполнена цилиндрическая расточка и соосная с ней коническая фаска, а также канала 7 подвода и канала 6 отвода. В расточке корпуса размещен запорно-регулирующий элемент в виде клапана 5, поджатого пружи-

Если какой-либо канал распределителя не используется, то его перекрывает заглушка (на схеме это показывают крестиком). На рис. 2.10, е приведен пример гидросхемы, в которой плунжерный гидроцилиндр 1 одностороннего действия управляется с помощью двухпозиционного гидрораспределителя с ручным управлением и фиксатором положения рукоятки. Читаем схему:

1. В исходном положении рукоятка распределителя занимает левое (выдвинутое) положение, схема соединения каналов распределителя соответствует правому квадрату;

ной 3 и крышкой 1 своей конической рабочей поверхностью к поверхности 8 корпуса. Обе поверхности выполнены с высокой точностью.

Давление p_1 в канале подвода стремится приподнять клапан и открыть проход жидкости из канала 7 в расточку 10 и канал 6, а давление в канале p_2 передается через отверстие 9 в полость 2 над клапаном и создает силу, действующую в ту же сторону, что и пружина 3, т. е. стремящуюся прижать клапан к поверхности 8 и перекрыть проход жидкости через клапан.

Таким образом, если $p_2 > p_1$, то сила, закрывающая клапан, всегда больше силы, открывающей его, и клапан перекрывает обратный поток жидкости из канала 6 в канал 7. Если же $p_2 < p_1$, то клапан остается закрытым, пока разность давлений не достигнет величины, достаточной для преодоления силы пружины. Эта величина называется давлением открытия $\Delta p_{отк}$, а условие прохода жидкости из канала 7 в канал 6: $p_1 - p_2 > \Delta p_{отк}$.

В применяемых обратных клапанах $\Delta p_{отк} \leq 0,15$ МПа. Это небольшая величина, поэтому принято считать, что обратный клапан свободно пропускает рабочую жидкость в прямом направлении (из канала 7 в канал 6) и герметично перекрывает поток в обратном направлении.

§ 2. АППАРАТУРА ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ И КОНТРОЛЯ ДАВЛЕНИЯ

Гидравлические аппараты для управления давлением носят название — гидроклапаны давления. Существует много конструкций гидроклапанов давления, но всех их объединяет общий принцип работы — условия протекания рабочей жидкости через гидроклапан давления зависят от давления в каналах управления клапана. Силы, возникающие на запорно-регулирующем элементе клапана от действия давлений управления, сравнивают с усилием пружины, которое также приложено к этому элементу.

В зависимости от того, какие из этих сил больше, запорно-регулирующий элемент перемещается в корпусе клапана в ту или другую сторону и открывает или перекрывает проход рабочей жидкости через гидроклапан. Если пружина клапана действует в сторону перекрытия потока, то такой клапан называют **нормально закрытым**, если пружина открывает проход для потока рабочей жидкости, то — **нормально открытым**.

Рассмотрим конструкцию одного из наиболее распространенных в станках аппарата — гидроклапана давления типа Г54. В исходном состоянии (рис. 2.12, а) пружина 6 через шайбу 5 воздействует на запорно-регулирующий элемент клапана — золотник 3 и смещает его в крайнее нижнее положение до упора в заглушку 12. При этом проход рабочей жидкости из канала

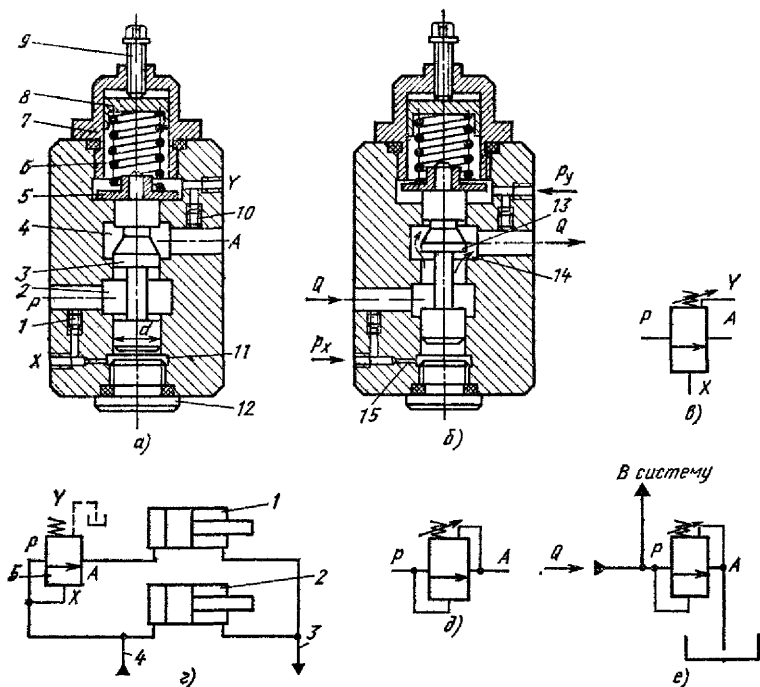


Рис. 212 Гидроклапан давления типа Г54

подвода P в канал отвода A перекрыт, поэтому данный клапан является нормально закрытым.

В корпусе клапана выполнены каналы управления X и Y . Если подвести к каналу X поток управления с давлением p_x , то на торце золотника 3 будет действовать усилие, направленное вверх по оси золотника $F_x = p_x \pi d^2 / 4$. Давление управления p_y , подведенное в канал Y , будет создавать усилие, действующее по оси золотника вниз, т. е. в направлении действия пружины: $F_y = p_y \pi d^2 / 4$. Условие равновесия золотника с учетом усилия пружины F_{np} можно записать так:

$$F_x = F_y + F_{np}; \quad p_x \frac{\pi d^2}{4} = p_y \frac{\pi d^2}{4} + F_{np}; \quad p_x - p_y = \frac{4F_{np}}{\pi d^2}.$$

Определенная по этой формуле разность давлений в каналах управления соответствует настройке клапана, поскольку зависит от усилия пружины, а натяжение пружины можно регулировать винтом 9 через крышку 7 и втулку 8. Если разность давлений в каналах управления превысит величину настройки клапана, то золотник перемещается вверх (рис. 8.12, б), и открывает проход рабочей жидкости из канала подвода P

через расточку 2 в расточку 4 и канал отвода А. Проходное сечение 14, образованное между рабочей кромкой 13 на золотнике и корпусом, называют рабочей щелью клапана.

На рисунке показаны вспомогательные заглушки 1 и 10, переставляя которые в каналах корпуса, можно отделять каналы управления от основных каналов или соединять их между собой. Демпфер 15 на пути потока управления в камеру 11 выполнен в виде отверстия малого диаметра (диаметр 0,8—1 мм, длина 5—8 мм) и служит для уменьшения колебаний золотника при работе. Условное изображение клапана показано на рис. 2.12, в. Такой клапан можно использовать в качестве двухлинейного гидрораспределителя с гидравлическим управлением и, переключая потоки управления, соединять или разъединять основные каналы Р и А.

Если вывернуть пробку 1 и переставить ее в канал Х, то давление управления будет подводиться под нижний торец золотника из канала Р. Соединив канал управления У с дренажом, можно использовать клапан в качестве клапана последовательности (рис. 2.12, г). При подводе давления в линию 4 и соединении со сливом линии 3 шток гидроцилиндра 2 начинает перемещаться вправо, тогда как проход рабочей жидкости в поршневую полость гидроцилиндра 1 перекрыт клапаном 5 и его шток остается неподвижным.

После окончания движения штока гидроцилиндра 2 давление в линии 4 и каналах Р и Х клапана возрастает до уровня его настройки и клапан открывается, пропуская рабочую жидкость в гидроцилиндр 1, шток которого начинает перемещаться также вправо. Таким образом, клапаном 5 обеспечивается последовательная работа гидроцилиндров 1 и 2.

Переставив пробку 10 (рис. 2.12, а) в канал У, можно подвести давление управления в пружинную полость клапана из канала А. В этом случае аппарат превращается в клапан разности давлений и его условное изображение имеет вид, показанный на рис. 2.12, д. Клапан остается закрытым, пока разность давлений в каналах Р и А не превысит давление настройки клапана.

В станках наиболее часто клапаны, включенные по такой схеме, используют в качестве предохранительных или переливных клапанов, как это показано на рис. 2.12, е. В этом случае канал отвода А соединяют с линией слива и при превышении в канале Р давления настройки клапан открывается и сбрасывает рабочую жидкость через сливную линию в бак, ограничивая давление в линии, соединенной с каналом Р.

Если открытие клапана происходит редко (в случаях недопустимого повышения давления), то такой клапан работает в режиме предохранительного клапана. Если же схемой работы гидропривода предусмотрен постоянный проток рабочей жидкости через клапан и поддержание за счет этого требуемого

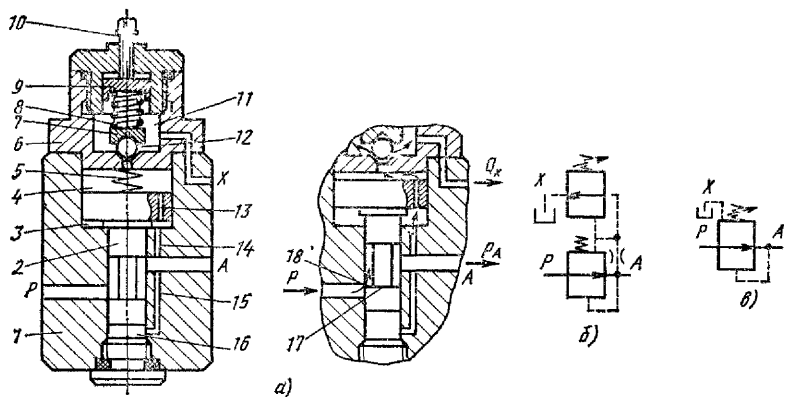


Рис. 2.13 Гидроклапан редуционный непрямого действия

давления в линии, соединенной с каналом P , то такой клапан работает в режиме переливного.

В клапане, показанном на рис. 2.12, золотник и расточки корпуса должны иметь достаточные размеры, чтобы пропускать потоки рабочей жидкости через основные каналы. Однако при увеличении диаметра золотника увеличиваются усилия, действующие на золотник от сил давления, и для того, чтобы регулировать давление настройки клапана, требуется увеличивать размеры пружины. Такие клапаны называют **клапанами прямого действия** или **одноступенчатыми клапанами**. В отличие от них применяют более сложные конструкции клапанов непрямого действия — двухступенчатые клапаны.

В корпусе 1 (рис. 2.13, a) размещен ступенчатый золотник 2 , который смещается вниз вспомогательной пружиной 5 . В исходном положении рабочая жидкость свободно проходит из канала подвода P в канал отвода A , поэтому клапан является нормально открытым. Давление управления из канала отвода через вспомогательные каналы 14 , 15 подводится в камеры 3 , 16 и создает усилие, направленное по оси золотника вверх, против усилия пружины 5 .

Торцовая камера 4 над золотником сообщается с камерой 3 через демфирующее отверстие 13 . В верхней крышке 6 размещен управляющий клапан, выполненный в виде шарика, поджатого пружиной 8 через толкатель 7 к коническому седлу 12 . Усилие натяжения пружины регулируется винтом 10 через втулку 9 .

Давление в камере 4 стремится отжать шарик от седла, но до тех пор, пока это давление недостаточно и шарик прижат к седлу, проток жидкости из камеры 4 в камеру 11 и канал отвода потока управления X перекрыты, поэтому расход через канал 13 равен нулю.

Это значит, что давления в камерах 3, 4 и 16 равны между собой, силы от давления жидкости на золотнике уравновешиваются и пружина 5 удерживает золотник в нижнем положении. Если же давление в канале P повышается, то повышается и давление в канале A до тех пор, пока оно не достигнет давления настройки управляющего клапана.

При дальнейшем повышении давления в канале P шарик отжимается от седла 12 и появляется поток управления Q_x через демпфер 13, шариковый клапан и канал X в линию слива. Из-за потерь давления в демпфере давление в камере 4 становится меньше давлений в камерах 3 и 16, равновесие золотника нарушается, золотник 2 перемещается вверх и перекрывает рабочей кромкой 17 проход рабочей жидкости из канала P в канал A .

Клапан работает в режиме **редукционного клапана**, т. е. понижает давление в канале A по сравнению с давлением в канале P и поддерживает давление в канале A постоянным (равным настройке клапана) при любом давлении в канале P , если оно выше настройки клапана. При изменениях давления в канале P и расхода рабочей жидкости через клапан рабочая щель 18 автоматически изменяется так, чтобы давление в канале A поддерживалось на заданном уровне. В данной конструкции клапана основной поток рабочей жидкости проходит через главную ступень клапана, образованную золотником и корпусом.

Через шариковый управляющий клапан проходит только небольшой поток управления (не более 1 л/мин), поэтому размеры шарика и соответственно регулировочной пружины могут быть небольшими независимо от размеров главной ступени клапана. При этом клапан получается компактным даже при больших расходах и давлениях рабочей жидкости. Условное обозначение редукционного клапана рассмотренной конструкции представлено на рис. 2.13, б. Упрощенное обозначение редукционного клапана на схемах, которое можно использовать для клапанов как прямого, так и непрямого действия, показано на рис. 2.13, в.

Клапаны позволяют регулировать и поддерживать требуемое давление. Контроль давления в различных участках гидросистемы проводят визуально с помощью манометров или реле давления. Существуют различные конструкции реле давления. В качестве чувствительного элемента в них используют подпружиненные плунжеры, упругие мембраны или металлические сильфоны. Перемещение чувствительного элемента под действием давления передается на электрические контактные или бесконтактные конечные переключатели.

Конструкция наиболее распространенного в станках реле давления плунжерного типа показана на рис. 2.14, а. Под действием давления, подводимого через канал P в камеру 10,

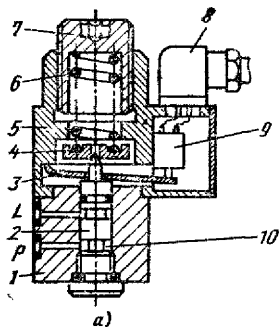


Рис 2.14. Реле давления плунжерного типа

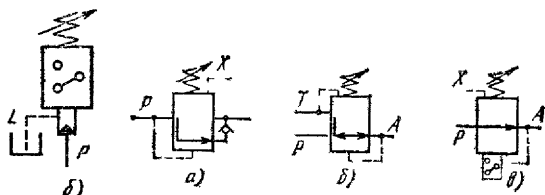


Рис 2.15. Комбинированные гидроаппараты регулирования давления

плунжер 2 может перемещаться в корпусе 1 вверх и его движение передается через рычаг 3 на электрический переключатель 9. Плунжер через шайбу 4 поджат пружиной 6, поэтому на плунжере происходит уравнивание силы пружины и силы от давления в камере 10.

Регулирование натяжения пружины в соответствии с требуемым давлением проводится винтом 7. Когда требуемое давление в канале P достигнуто, плунжер перемещается вверх до упора шайбы 4 в торец крышки 5, рычаг 3 воздействует на электрический переключатель 9 и электрический сигнал через штепсельный разъем 8 подается в электрическую схему, где он используется для сигнализации или для автоматического управления работой станка.

Канал L используется для отвода внутренних утечек по плунжеру в дренаж, что позволяет уменьшить силы трения при движении плунжера и повысить чувствительность работы реле. Условное обозначение реле давления показано на рис. 2.14, б.

На базе рассмотренных основных конструкций клапанов и реле давления разработаны и широко используют в станках комбинированные гидроаппараты для регулирования и контроля давления. Рассмотрим работу этих аппаратов, используя их условные обозначения, показанные на рис. 2.15.

Клапан давления с обратным клапаном типа Г66 (рис. 2.15, а) позволяет регулировать давление для прохода рабочей жидкости из линии P в линию A и свободно пропускать рабочую жидкость в обратном направлении. Клапан давления для уравнивающих цилиндров типа ПГ57-6 (рис. 2.15, б), сочетает в себе свойства нормально открытого редуцирующего клапана и нормально закрытого переливного клапана.

Когда происходит отбор рабочей жидкости по линии A , то клапан работает в режиме редуцирующего, т. е. рабочая жидкость проходит из линии более высокого давления P через нормально открытую рабочую щель клапана в линию A , и аппарат автоматически поддерживает настроенное давление в линии A , хотя расход в линии A и давление в линии P могут изменяться.

Когда же происходит вытеснение рабочей жидкости через линию A (обратный поток), то нормально открытая рабочая щель закрывается, а нормально закрытая открывается и рабочая жидкость из линии A вытесняется в линию T . Клапан выполняет в этом случае функции подпорного клапана, автоматически поддерживая настроенное давление в линии A при изменениях расхода рабочей жидкости.

Применение такого аппарата позволяет заменить два клапана и повысить стабильность поддержания давления в рабочей линии A . Клапан усилия зажима (редукционный клапан), с электроконтролем типа ЭПГ57-7 (рис. 2.15, в) содержит встроенный электрический переключатель, который подает сигнал в электросхему станка при достижении заданного давления. Этот аппарат заменяет редукционный клапан и реле давления, повышает точность контроля и уменьшает время на обслуживание и переналадку станка.

§ 3. АППАРАТУРА ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ РАСХОДА РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

Из повседневного опыта хорошо известен способ регулирования расхода рабочей жидкости путем изменения открытия проходного сечения в регулирующем устройстве, простейшим из которых является водопроводный кран. Однако расход жидкости зависит не только от проходного сечения, поэтому для выяснения этого вопроса рассмотрим истечение жидкости через отверстие сравнительно малого диаметра, выполненное в перегородке на пути движения потока жидкости (рис. 2.16).

Рабочая жидкость подводится к отверстию с давлением p_1 и выходит из отверстия в виде струи, превращаясь в поток жидкости с давлением p_2 . Скорость истечения [см. формулы (1.14)] для расчета потерь давления в местных сопротивлениях

$$v_c = \varphi \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}},$$

где φ — безразмерный коэффициент скорости, учитывающий относительные потери давления и неравномерность скорости в сечении струи.

Расход жидкости в сечении струи с площадью поперечного сечения A_c :

$$Q = A_c v_c = \varphi A_c \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}.$$

При истечении из отверстия струя несколько сужается и имеет наименьшую площадь поперечного сечения A_c на расстоянии меньше диаметра отверстия от его плоскости. Сжатие

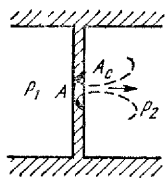


Рис 2.16. Схема истечения жидкости через отверстие малого диаметра

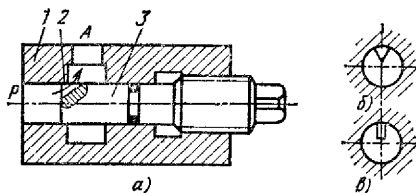


Рис. 2.17. Конструкция гидродросселя

струи характеризуется коэффициентом сжатия $\epsilon = A_c/A$, где A — площадь поперечного сечения отверстия.

С учетом этого соотношения расход жидкости через отверстие

$$Q = \varphi \epsilon A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} = \mu A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}, \quad (2.1)$$

где $\mu = \varphi \epsilon$ — коэффициент расхода.

Из этой формулы видно, что расход через отверстие прямо пропорционален его площади, но также зависит от коэффициента расхода и перепада давлений $\Delta p = p_1 - p_2$.

В гидроприводах станков регулирование расхода используется для получения требуемой скорости движения рабочего органа, причем в большинстве случаев настроенная скорость движения (подача и частота вращения) должна оставаться постоянной при изменениях нагрузки на рабочие органы и температуры жидкости при работе станка.

Формула (2.1) позволяет определить требования к гидравлическим аппаратам для регулирования расхода: 1) изменением площади регулируемой рабочей щели аппарата должен обеспечиваться требуемый диапазон регулирования расхода; 2) при переменных нагрузках аппарат должен иметь клапан, автоматически поддерживающий постоянный перепад давлений на регулируемой рабочей щели; 3) конструктивное исполнение рабочей щели должно обеспечивать максимально возможное постоянство коэффициента расхода при изменении температуры и вязкости рабочей жидкости.

Аппараты для регулирования расхода, в которых содержится только устройство регулирования площади проходного сечения, называются **гидродросселями**. На рис. 2.17, а показана конструкция дросселя, которую применяют для регулирования скорости поршня гидроцилиндра при торможении в конце его хода, а также для регулирования скорости перемещения (времени переключения) золотников в гидрораспределителях с гидравлическим и электрогидравлическим управлением.

При вращении винт 3 перемещается вдоль своей оси в корпусе 1. Рабочая щель 2 образуется между каналом А корпуса

и пазом на конце винта 3. Паз выполнен наклонным с треугольной (рис. 2.17, б) или прямоугольной (рис. 2.17, в) формой поперечного сечения.

Треугольный паз позволяет получить при малых открытиях форму рабочей щели, более близкую к круглому отверстию, которая наименее чувствительна к загрязнениям. Прямоугольным пазом достигается линейная зависимость площади проходного сечения дросселя от величины его открытия, что удобно при регулировании.

Для регулирования расходов от сотых долей до сотен литров в минуту применяют дроссели типа ПГ77, в которых для образования рабочей щели с острыми кромками используют стальные закаленные детали: втулка 4 и стакан 3 (рис. 2.18, а). Пружина 1 поджимает стакан к винту 5. При вращении винта стакан перемещается и своей скошенной кромкой перекрывает окно 2 во втулке 4, выполненное в форме капли (рис. 2.18, б).

Дроссели этой конструкции позволяют проводить тонкую регулировку и обеспечивают высокую стабильность расхода при изменении температуры рабочей жидкости. Обозначение дросселя в качестве элемента конструкции показано на рис. 2.19, а, а как самостоятельного гидроаппарата — на рис. 2.19, б.

Гидроаппараты, в которых дроссели конструктивно объединены с клапанами, автоматически поддерживающими постоянный перепад давлений на рабочей щели дросселя, получили название **регуляторов потока**. Конструктивная схема двухлинейного регулятора потока типа МПГ55-2 показана на рис. 2.20, а. Дроссель 10 выполнен так, как показано на рис. 2.18. Поток рабочей жидкости подводится к каналу Р корпуса регулятора потока, проходит через рабочую щель 3 редукционного клапана в полость 4 и через дроссель 10 выходит в канал А. Для повышения чувствительности золотник 2 клапана имеет грибовую форму.

Давление перед дросселем, подводимое по каналам управления 9, 11 в торцовые камеры 5 и 1, стремится поднять золотник и перекрыть рабочую щель 3. Давление после дросселя из канала А по каналу управления 8 подводится в камеру 6 и вместе с пружиной 7 действует в сторону открытия щели 3. В положении равновесия разность давлений на входе в дроссель

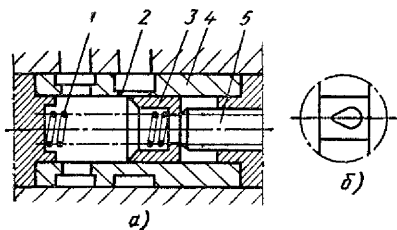


Рис. 2.18. Дроссель типа ПГ77

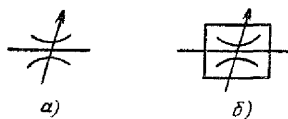


Рис. 2.19. Обозначения дросселей на схемах

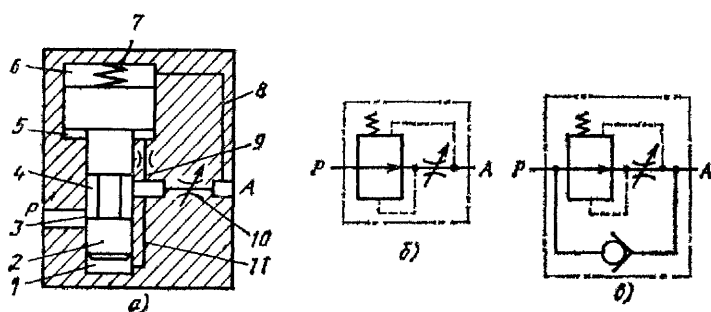


Рис 2.20. Регуляторы потока типа МПГ55-2 и МПГ55-3

и выходе из него составляет около 0,2 МПа, а расход на выходе из регулятора потока определяется настройкой дросселя 10.

Если во время работы давление на выходе из дросселя уменьшается, то уменьшается и давление в камере 6, золотник 2 движется вверх и прикрывает щель 3, поэтому давление перед дросселем 10 также уменьшается. При повышении давления на выходе (в канале А) золотник 2, смещаясь вниз, открывает щель 3 и давление на входе в дроссель также возрастает. Подобным же образом золотник реагирует на изменения давления на входе в регулятор потока (в канале Р), но при увеличении давления на входе щель 3 прикрывается, а при уменьшении — открывается.

Таким образом, при всех изменениях давлений в каналах Р и А клапан автоматически поддерживает постоянный перепад давлений на дросселе 10, благодаря чему регулятор потока поддерживает настроенную величину расхода с точностью $\pm 5\%$ во всем диапазоне изменений температуры и давлений. Условное обозначение регулятора потока такого типа приведено на рис. 2.20, б. Используется конструкция этого регулятора потока с обратным клапаном типа МПГ55-3, в котором обеспечивается свободный проход рабочей жидкости из канала А в канал Р (рис. 2.20, в).

Рассмотренные регуляторы потока с редукционным клапаном поддерживают постоянный расход так, чтобы изменение давления на выходе (в канале А) не вызывало изменения давления на входе (в канале Р). Благодаря этому, такие регуляторы потока можно подключать каналами Р к одной напорной гидролинии по несколько штук одновременно и питать от них соответственно несколько гидродвигателей. При этом обеспечивается практически независимая работа гидродвигателей, если расход в напорной гидролинии больше суммы расходов, поступающих в одновременно работающие гидродвигатели, но при этом давление в напорной линии всегда максимальное, независимо от нагрузки.

В станках применяют также регуляторы потока другого типа, условное обозначение которых приведено на рис. 2.21. Канал *P* регулятора подключается к напорной гидролинии, канал *A* — к гидродвигателю, а канал *T* — линии слива. Расход рабочей жидкости, подаваемый к гидродвигателю через канал *A*, устанавливается регулировкой дросселя 2. Постоянный перепад давлений на дросселе поддерживается переливным клапаном 4, через который постоянно сливается по каналу 1 жидкость из напорной линии (канал *P*) в сливную (канал *T*). В положении равновесия рабочая щель клапана 4 открыта на такую величину, что разность давлений на входе и выходе из дросселя уравнивает усилие пружины, закрывающей клапан 4.

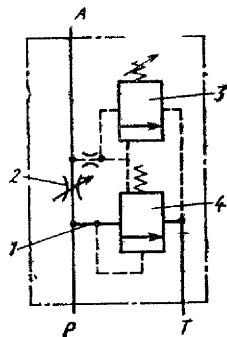


Рис 2.21. Трехлинейный регулятор потока

Если давление на выходе (в канале *A*) увеличивается, то клапан 3 прикрывает слив из напорной линии по каналу 1 и давление на входе также увеличивается, и наоборот. Таким образом, при изменении давления на выходе (изменении нагрузки) клапан 4 поддерживает автоматически постоянный перепад давлений на дросселе 2, за счет изменения давления в напорной гидролинии, причем при уменьшении нагрузки давление в напорной линии также уменьшается.

При повышении давления в канале *A* выше настройки клапана 3 регулятор потока перестает поддерживать постоянный расход и ограничивает давление в системе, выполняя роль предохранительного клапана.

Такой регулятор потока как бы «приспосабливает» давление в напорной линии к нагрузке, что дает более экономичную схему регулирования скорости. Использовать такие регуляторы при одновременной работе двух и более гидродвигателей нельзя, поскольку давление в напорной линии будет «приспосабливаться» к тому из гидродвигателей, у которого меньше нагрузка.

В станках часто требуется ограничить расход на отдельных участках гидросистемы без необходимости его регулирования при работе. Для этих целей используют дроссельные сопротивления в виде отверстий малого диаметра в стенках заглушек, шайбах и других деталях. Для расчета расхода через отверстия в тонкой стенке можно воспользоваться формулой (2.1). Если учесть, что коэффициент расхода $\mu \approx 0,7$, а плотность масла $\rho \approx 900 \text{ кг/м}^3$, для практических расчетов получаем формулу

$$Q = 2A \sqrt{\Delta p}, \text{ л/мин,}$$

где Δp — в МПа; A — в мм².

§ 4. ДРОССЕЛИРУЮЩИЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

Дросселирующие гидрораспределители позволяют управлять расходом и направлением потока рабочей жидкости одновременно в нескольких гидролиниях. Они как бы сочетают в себе возможности распределителя и нескольких гидродросселей. Основными конструктивными элементами дросселирующего распределителя являются обычно золотник 1 (рис. 2.22, а) и втулка 2, у которых с высокой точностью обеспечивается взаимное расположение рабочих кромок. В данной конструкции для этого нужно точно выдержать диаметры d отверстий во втулке, ширину поясков l на золотнике и их взаимное расположение, т. е. расстояния между краями отверстий K и поясков L .

Если эти элементы выполнены так, что $L = K$ и $l = d$, то распределитель изготовлен с нулевыми перекрытиями. При $L < K$ и $l > d$ — с положительными перекрытиями, причем величина перекрытия $\Delta = (K - L)/2 = (l - d)/2$. При $L > K$ и $l < d$ распределитель имеет отрицательные перекрытия.

Если золотник установить, расположив симметрично его пояски относительно отверстий во втулке, то при положительном перекрытии проход рабочей жидкости из канала подвода P в рабочие каналы A и B и из них в канал слива T будет закрыт на величину перекрытий Δ . При отрицательном перекрытии все каналы распределителя будут сообщаться между собой через рабочие окна, открытые на величину Δ . Распределитель с нулевыми перекрытиями является теоретическим вариантом, удобным для изучения свойств приводов. На практике к нему приравниваются распределители с небольшими отрицательными или положительными перекрытиями.

Благодаря высокой точности выполнения размеров золотника и втулки обеспечивается точное соответствие между площадями проходных сечений в рабочих окнах распределителя и смещением золотника от его среднего положения. Изменяя направление смещения, можно одновременно менять направление потоков рабочей жидкости в каналах A и B , а изменяя величину смещения — точно регулировать площади проходных сечений, т.е. регулировать расход жидкости из канала P в $A(B)$ и одновременно из $B(A)$ в T .

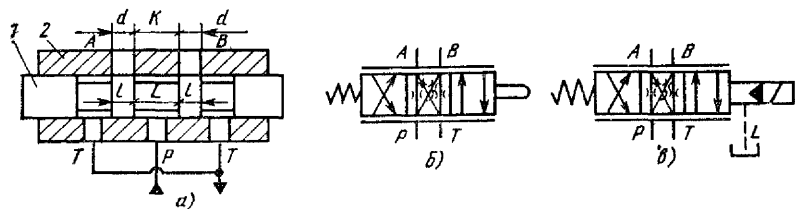


Рис. 2.22. Дросселирующие гидрораспределители

В станках используют дросселирующие распределители с механическим (рис. 2.22, б) и электрогидравлическим управлением (рис. 2.22, в). Распределители с механическим управлением применяют в основном в гидрокопировальных станках, где смещение золотника распределителя производится за счет его контакта с шаблоном или через рычажную передачу. Такие дросселирующие распределители часто называют **следящими золотниками**.

В распределителях с электрогидравлическим управлением (реже с электрическим управлением) управление смещением золотника производится электрическими сигналами малой мощности, которые подают на электромеханический преобразователь (ЭМП). ЭМП может быть выполнен в виде подвижной катушки, размещенной в поле постоянного магнита, моментного привода с поворотным выходным звеном или пропорционального электромагнита.

При этом усилие (крутящий момент), получаемое на выходном звене ЭМП, пропорционально величине сигнала управления, а за счет конструкции механической или гидромеханической части распределителя обеспечивается преобразование перемещения выходного звена ЭМП в пропорциональное смещение золотника, т. е. плавное изменение расходов в рабочих каналах в соответствии с величиной и знаком электрических сигналов управления.

Выходная мощность дросселирующего распределителя определяется гидравлической мощностью потока рабочей жидкости в его рабочих каналах и составляет 0,5 ... 10 кВт, т. е. значительно больше мощности электрических сигналов управления, поэтому такие дросселирующие распределители называют также **электрогидравлическими усилителями мощности**. В станках с ЧПУ и промышленных роботах нашли применение дросселирующие распределители с управлением от маломощных задающих электродвигателей. Дросселирующие распределители с электрическим управлением позволяют сочетать в станках преимущества силовых гидравлических приводов с гибкостью электронных систем программного управления.

§ 5. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И СПОСОБЫ МОНТАЖА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ АППАРАТОВ

Гидравлические аппараты управления в зависимости от их назначения характеризуются различными техническими параметрами. К таким общим параметрам относят условный проход, номинальный расход и номинальное давление.

Условный проход указывается в виде диаметра в миллиметрах, который выбирается из стандартного ряда размеров и приблизительно соответствует диаметру каналов в корпусе гидроаппарата, по которым проходят рабочие потоки, а также

$\Delta p, \text{МПа}$

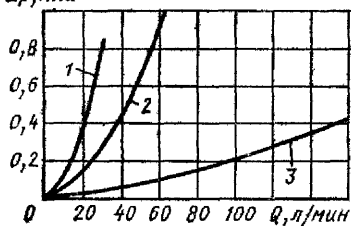


Рис. 2.23. Зависимость потерь давления Δp от расхода Q жидкости в гидрораспределителях ПГ73-11, В6 (1), ПГ73-12, В10 (2) и ПГ73-24, В16 (3)

наиболее близко к заданным условиям по номинальным значениям расхода и давления.

Такой подход гарантирует эффективное использование выбранного аппарата: минимальные габаритные размеры и вес, плавность регулирования и точность поддержания давления или расхода, малые потери давления и т. д. Технические характеристики гидрораспределителей указывают в каталогах в виде таблиц с цифровыми значениями параметров или в виде графиков.

Для гидрораспределителей важно знать потери давления при протекании потока рабочей жидкости, чтобы учесть их при расчете рабочего давления в гидросистеме. При предварительных расчетах можно пользоваться усредненными значениями потерь давления, происходящих при проходе рабочей жидкости между двумя рабочими каналами [$P \rightarrow A(B)$ или $A(B) \rightarrow T$].

На рис. 2.23 в виде графиков приведены данные для гидрораспределителей с условными проходами $d_y = 6$ и 8 мм (кривая 1), 10 мм (кривая 2), 16 и 20 мм (кривая 3). Если потери давления в распределителе Δp_n указаны в каталоге для номинального расхода Q_n , а через распределитель проходит расход Q , то потери давления при этом расходе $\Delta p = \Delta p_n (Q/Q_n)^2$.

Для предохранительных, переливных, обратных и других нормально закрытых клапанов зависимости разности давлений Δp между каналами подвода и отвода от расхода через клапан имеют вид кривой, показанной на рис. 2.24. Для открытия клапана нужно создать перепад давлений Δp_0 , достаточный для того, чтобы преодолеть усилие пружины. В обратных клапанах усилие пружины постоянное, а в остальных случаях оно регулируется. Если расход через клапан увеличивается, то разность давлений Δp также увеличивается, и наоборот.

Настройка клапанов производится при каком-то определенном расходе через клапан. В цикле работы станка расход через клапан изменяется и при этом меняется разность давлений. Это

внутреннему диаметру трубопроводов, которые присоединяют к данному аппарату.

Под номинальными значениями расхода и давления понимают расчетные значения этих параметров, при которых указываются другие технические характеристики гидрораспределителей и проводятся их испытания. При выборе типоразмера гидравлического аппарата нужно просмотреть в каталоге его техническую характеристику и стремиться выбрать при этом такое исполнение данного типа аппарата, которое

приходится учитывать при расчете гидроприводов. Если в технической характеристике дается величина изменения давления Δp_n при изменении расхода от минимального до номинального Q_n , то при изменении расхода от Q_{min} до Q_1 можно ориентировочно определять изменение давления $\Delta p_1 = \Delta p_n Q_1 / Q_n$.

Для дросселей и регуляторов потока в каталогах приводят зависимости расхода от перепада давлений при различных установках регулировочного элемента (делениях лимба дросселя) и данные по стабильности поддержания расхода при изменении вязкости масла.

Рассмотрим способы соединения гидравлических аппаратов с другими элементами привода. Таких способов три: с помощью труб, стыковое и встройка гидроаппаратов в дополнительный корпус. Соответствующие названия имеют и конструктивные исполнения гидравлических аппаратов.

У аппаратов **трубного** присоединения в рабочих каналах выполняется присоединительная резьба (для условных проходов до 32 мм) или элементы для присоединения трубопроводов с фланцами ($d_f > 32$ мм). В станках часто используют коническую резьбу, которая обеспечивает герметичное присоединение трубопроводов к аппаратам без уплотнительных колец.

Примером конструкции аппарата трубного присоединения является обратный клапан (см. рис. 2.11). При использовании метрической присоединительной резьбы применяют дополнительные уплотняющие кольца или прокладки. Недостатком трубного способа монтажа гидроустройств является то, что при обслуживании и ремонте усложняется демонтаж и последующий монтаж аппарата, при этом нарушается герметичность соединений трубопроводов.

В аппаратах **стыкового** присоединения рабочие каналы выводят на одну стыковую плоскость и уплотняют круглыми резиновыми кольцами. Примером такого аппарата может служить реле давления (см. рис. 2.14). Аппарат прижимается по стыковой плоскости к монтажной плите, корпусу или блоку с помощью крепежных винтов и может легко демонтироваться без разборки трубопроводов. Стыковой монтаж является основным способом монтажа гидроаппаратуры в станках. Разновидностью стыкового монтажа является также получивший распространение в последнее время модульный монтаж.

Рабочие каналы аппаратов модульного исполнения выводятся на две параллельные присоединительные плоскости. При этом расположение этих каналов на плоскостях одинаково для распределителей,

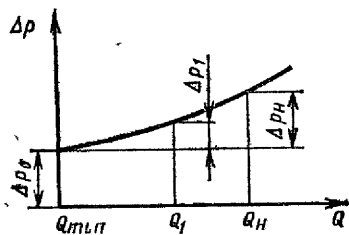


Рис. 2.24. Изменение перепадов давления в гидроклапанах

клапанов и дросселей, что позволяет собирать схему в виде столбика из нужных аппаратов, притянутых общими винтами или с помощью резьбовых шпилек к монтажной плоскости. Такой монтаж уменьшает размеры и массу гидравлических блоков, упрощает сборку и сокращает протяженность трубопроводов.

Аппараты **встраиваемого** исполнения выполняют так, что их можно вворачивать или вставлять в общий корпус. Соединение аппаратов между собой производят с помощью каналов в корпусе. Такой способ монтажа в ряде случаев позволяет также уменьшить размеры и вес гидравлических блоков и сократить длину трубопроводов.

ГЛАВА IV. НАСОСЫ ГИДРОПРИВОДОВ

§ 1. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ НАСОСОВ

Насосом называют гидравлическую машину, предназначенную для создания потока рабочей жидкости и сообщения ему энергии. В большинстве конструкций насосов энергия передается за счет механического воздействия на рабочую жидкость рабочих элементов насоса, которые приводятся в движение от первичного двигателя. В качестве первичного двигателя в станках используют электродвигатели. Насос с электродвигателем образуют **насосный агрегат**.

По способу вытеснения рабочей жидкости насосы делятся на **динамические** и **объемные**. В **динамических насосах** поток создается за счет отбрасывания рабочей жидкости лопастями рабочего колеса. В **центробежном насосе** рабочее колесо с лопастями 2 (рис. 2.25) приводится во вращение электродвигателем. Рабочая жидкость отбрасывается центробежной силой к периферии колеса внутри корпуса 1 и скапливается в зоне 4, где создается повышенное давление. Одновременно в центральной части колеса образуется зона пониженного давления 3.

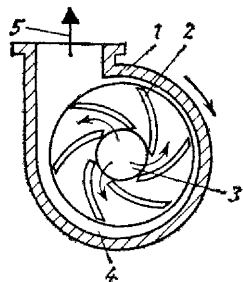


Рис. 2.25. Центробежный насос

Давление в зоне 4 превышает атмосферное и поток рабочей жидкости отводится через выходной канал 5. В зоне 3 давление ниже атмосферного и рабочая жидкость из бака под действием атмосферного давления поступает на вход насоса, непрерывно заполняя межлопастные промежутки. Существует много конструкций динамических насосов, однако во всех случаях рабочие камеры, заключенные между лопастями, постоянно сообщаются со входом и выходом насоса.

Если на выходе динамического насоса возрастает сопротивление потоку (например прикрывают кран), то давление в канале 5 возрастает, а расход уменьшается. При полном перекрытии потока давление (напор) достигает максимальной величины и дальше не повышается, поэтому динамический насос может работать длительное время в режиме внутренней циркуляции между зонами 3 и 4. Для динамических насосов характерна работа с большими расходами и сравнительно низкими давлениями. В гидроприводах станков их практически не применяют. Центробежные насосы применяют в станках для подачи смазывающе-охлаждающей жидкости (СОЖ) под низким давлением.

В **объемных насосах** поток создается за счет вытеснения жидкости из рабочих камер, объем которых изменяется циклически. Когда объем камеры увеличивается и создается разрежение, она сообщается со входом в насос и заполняется рабочей жидкостью — происходит «всасывание». В другой части цикла камера сообщается с выходом из насоса, ее объем уменьшается и в выходной канал насоса вытесняется небольшой объем рабочей жидкости. При этом общий поток получается как сумма объемов, вытесняемых поочередно из всех рабочих камер. Эта часть цикла называется «нагнетанием». Объемные насосы являются основным видом насосов гидроприводов станков.

§ 2. КОНСТРУКЦИИ ОБЪЕМНЫХ НАСОСОВ

Из большого разнообразия конструкций объемных насосов в станках нашли применение шестеренные, пластинчатые и поршневые насосы.

В **шестеренном насосе** с наружным зацеплением (рис. 2.26) ведущая шестерня 2 и ведомая шестерня 5 размещены с небольшими радиальными и торцовыми зазорами внутри корпуса 1, закрытого с торцов боковыми крышками (на рисунке не показаны). Электродвигатель приводит во вращение входной вал 3, соединенную с ним шестерню 2, а через нее — шестерню 5. Если шестерня 2 вращается в направлении, показанном стрелкой, то в зоне, прилегающей к входному каналу 4, зубья шестерен выходят из зацепления и в освободившиеся объемы впадин шестерен, благодаря создавшемуся в них разрежению, рабочая жидкость поступает по каналу 4 из бака под действием атмосферного давления. Происходит первая часть рабочего цикла насоса — всасывание жидкости. При этом канал 4 является всасывающим каналом насоса.

Жидкость, заполнившая впадины шестерен, переносится затем в зону выходного канала 6, где зубья входят в зацепление и происходит вторая часть цикла: рабочая жидкость из впадин вытесняется под давлением в канал 6 (нагнетательный канал

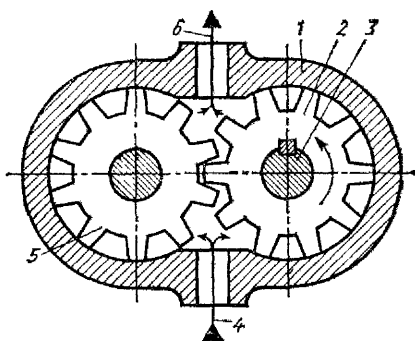


Рис. 2.26. Шестеренный насос

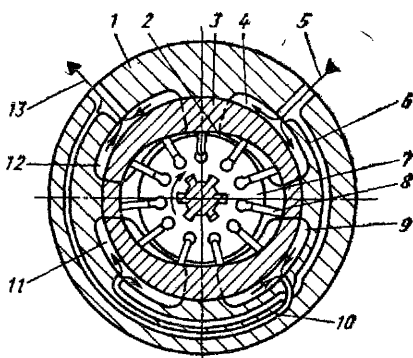


Рис. 2.27. Пластинчатый насос двукратного действия

насоса), и далее — через напорную магистраль гидросистемы к гидродвигателю.

Рабочими камерами в таком насосе являются впадины шестерен. Из них рабочая жидкость вытесняется один раз за оборот входного вала, поэтому насос называют насосом *однократного действия*. При непрерывном вращении шестерен вытесняемая рабочая жидкость не может, как в центробежном насосе, вернуться обратно в канал 4 и, если перекрыть канал 6, то давление будет повышаться неограниченно вплоть до разрушения насоса, поэтому к этому каналу должен быть подключен предохранительный клапан, который ограничит рост давления.

Шестеренные гидромашины, как и большинство объемных гидромашин, обладают *свойством обратимости*, т. е. при подводе рабочей жидкости под давлением в один из каналов 4 или 6 и соединении со сливом другого из них, шестерни начинают вращаться и машина превращается в гидромотор, к выходному валу которого можно присоединять полезную нагрузку.

Объем рабочей жидкости, который вытесняется насосом за один оборот входного вала, называют *рабочим объемом насоса*, который измеряют в кубических сантиметрах.

Объем рабочей жидкости, подаваемой насосом в единицу времени, называют *объемной подачей* и измеряют в литрах в минуту (л/мин).

Наибольшее распространение в гидроприводах станков получили *пластинчатые насосы* двукратного действия (рис. 2.27). В корпусе 1 насоса установлено неподвижное статорное кольцо 3 с внутренней поверхностью эллиптической формы. Внутри статора на входном валу размещен цилиндрический ротор 7, в пазах которого свободно перемещаются пластины (лопатки) 8. При вращении входного вала пластины постоянно поджимаются к внутренней поверхности статора. Пластины и статор изготов-

ливают из высококачественных легированных сталей и закаливают до высокой твердости для уменьшения их износа. Размеры пластин, пазов в роторе, ротора и статора по ширине (в направлении оси вала) выполняют с высокой точностью. Рабочими камерами насоса являются пространства между пластинами, ограниченные по торцам боковыми крышками (дисками).

Рассмотрим, как изменяется объем рабочей камеры 2 за время одного оборота входного вала с ротором 7 и комплектом пластин 8. Если вал вращается по часовой стрелке (как показано на рисунке), то в первой четверти оборота объем камеры 2 плавно увеличивается и камера заполняется рабочей жидкостью, которая всасывается в камеру 2 из входного канала 5 через полость 4. Во второй четверти оборота объем камеры 2 уменьшается и рабочая жидкость из нее вытесняется через полость 9 и канал 10 в выходной канал 13 насоса.

В третьей четверти оборота объем камеры 2 опять увеличивается и она заполняется рабочей жидкостью из канала 5 через канал 6 и полость 11, а в четвертой четверти оборота объем камеры 2 уменьшается и рабочая жидкость вытесняется через полость 12 в выходной канал 13. Таким образом, в каждой рабочей камере насоса за один оборот его вала совершается по два цикла всасывания и нагнетания, поэтому насос такого типа называется насосом *двукратного действия*.

Пластинчатые насосы имеют ряд преимуществ по сравнению с шестеренными: подача рабочей жидкости происходит более плавно, так как вытеснение ее происходит сразу из нескольких рабочих камер, одновременно соединенных с выходным каналом 13 через полости 9 и 12. В рассмотренной конструкции пластинчатого насоса двукратного действия создаются хорошие условия для работы подшипников, так как зоны повышенного давления располагаются диаметрально противоположно и радиальные нагрузки уравновешены. Однако изготовление пластинчатых насосов технологически более сложно.

Рассмотренные конструкции шестеренного и пластинчатого насосов двукратного действия относятся к **нерегулируемым насосам**, у которых рабочая подача при постоянной частоте вращения входного вала также остается постоянной. Нерегулируемые насосы отличаются сравнительной простотой конструкции и соответственно меньшей стоимостью.

Однако такие насосы постоянно нагнетают в систему рабочую жидкость с максимальной подачей, а поскольку потребляется рабочая жидкость в различные моменты цикла работы станка с разными расходами, то часть рабочей жидкости, подаваемой насосом, постоянно сливается под давлением через переливной клапан или другой регулятор давления в бак. Это означает, что в гидросистеме с нерегулируемым насосом имеют место повышенные потери мощности, затраченной на привод

насоса, которые переходят в тепло и вызывают дополнительный нагрев рабочей жидкости.

Регулируемые насосы имеют переменную рабочую подачу, которая меняется механизмом управления вручную или автоматически. Широкое применение находят регулируемые насосы с управлением по давлению. Разберем принцип работы такого насоса на примере регулируемого пластинчатого насоса однократного действия с управлением по давлению (рис. 2.28).

Статорное кольцо **2** может перемещаться внутри корпуса **1** в поперечном направлении относительно опор **10** и **16**. Положение оси входного вала и установленного на нем ротора **3** с набором пластин **4** в пространстве не меняется, а при смещении статора **2** между осью его внутренней цилиндрической поверхности и осью вала образуется эксцентриситет e .

Механизм управления выполнен в виде толкателя **5**, пружины **7** и регулировочного винта **8**, размещенных в стакане **6**. Под действием усилия пружины толкатель стремится переместить статорное кольцо **2** влево до упора в винт **13**, т. е. увеличить эксцентриситет. При вращении вала насоса, а вместе с ним ротора **3** с пластинами **4** по часовой стрелке (как показано на рисунке), объем рабочей камеры **9** в нижней половине внутренней полости насоса плавно увеличивается и рабочая жидкость поступает в насос из входного канала **11** через распределительное окно **12** серпообразной формы.

При переходе в верхнюю часть полости рабочие камеры отсоединяются от окна **12** и соединяются с окном **14**, объем рабочих камер плавно уменьшается и рабочая жидкость вытесняется через окно **14** в выходной канал **15** насоса. Рабочие окна ориентированы так, что равнодействующая сил давления рабочей жидкости на внутреннюю поверхность статорного кольца стремится переместить его в положение нулевого эксцентриситета, т. е. уменьшить рабочую подачу насоса. При этом силы давления увеличиваются пропорционально рабочему дав-

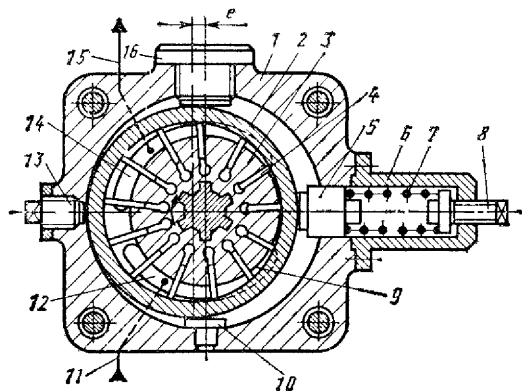


Рис 2.28 Пластинчатый насос однократного действия с управлением по давлению

лению на выходе из насоса (в канале 15), поэтому уменьшение рабочей подачи насоса начинается с такого давления, при котором равнодействующая сил давления становится больше силы натяжения пружины 7.

Регулируя натяжение пружины винтом 8, можно настраивать на давление, при достижении которого насос автоматически начинает уменьшать подачу жидкости до такой величины, чтобы только поддерживать в системе настроенное давление. При этом мощность, потребляемая насосом, уменьшается и одновременно уменьшается нагрев рабочей жидкости. Винт 13 является упором для статора в положении максимального эксцентриситета и служит для настройки максимальной рабочей подачи насоса.

В радиально-поршневом насосе (рис 2 29) рабочие камеры 9 образованы внутри ротора 5 в радиальных расточках, в которых свободно перемещаются поршни (плунжеры) 4. Ротор с плунжерами приводится во вращение электродвигателем. Распределительная цапфа 7 неподвижна. При вращении ротора поршни 4 постоянно поджимаются к внутренней поверхности статорного блока 2, который может перемещаться внутри корпуса 1 механизмами управления 8 и 12. Эти механизмы могут устанавливать статор в нулевое положение, когда его ось совпадает с осью вращения ротора, либо смещать статор влево или вправо от нулевого положения на величину эксцентриситета e .

Ход каждого поршня за один оборот равен удвоенному эксцентриситету, поэтому при среднем нулевом положении статора ($e = 0$) подача насоса равна нулю и максимальна при максимальных смещениях статора от нулевого положения. В отличие от рассмотренного регулируемого пластинчатого насоса насос данной конструкции позволяет не только регулировать подачу, но и изменять направление потока рабочей жидкости на противоположное, поэтому он относится к **насосам с реверсивным потоком** (реверсивным насосам).

В показанном положении (см. рис. 2 29) статор 2 смещен на эксцентриситет e влево. При вращении ротора 5 по часовой стрелке в нижней половине оборота поршни 4 выдвигаются, объемы рабочих камер 9 увеличиваются и жидкость поступает в эти камеры из линии 11 через отверстия и прорезь 10 в распределительной цапфе 7. В верхней половине внутренней полости насоса поршни отжимаются внутрь ротора, объемы рабочих камер уменьшаются и рабочая жидкость под давлением нагнетается через прорезь 6 и отверстия в цапфе в линию 3.

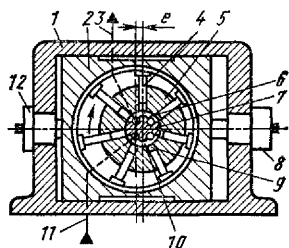


Рис 2 29 Радиально поршневой насос

Таким образом, при смещении статора влево от нулевого положения всасывание происходит из линии 11, а нагнетание — в линию 3. Если же статор будет смещен механизмами управления вправо от нулевого положения, то в верхней половине полости поршни будут выдвигаться, а в нижней — отжиматься внутрь ротора.

При этом рабочая жидкость будет поступать в рабочие камеры через прорезь 6 и выталкиваться через прорезь 10. Соответственно линия 3 станет линией всасывания, а линия 11 — нагнетательной гидролинией, т. е. переключением статора в ту или другую сторону от нулевого положения можно изменять направление потока рабочей жидкости в рабочих гидролиниях насоса. Регулируемые насосы с реверсивным потоком применяются в гидроприводах большой мощности, в основном в протяжных станках.

Условные изображения насосов на гидравлических схемах отражают основные свойства насоса без указания особенностей его конструкции. Условное изображение нерегулируемых насосов, показанное на рис. 2.30, а, относится к шестеренным, пластинчатым, поршневым и любым другим объемным насосам. Если насос регулируемый и имеет механизм управления по давлению (см. рис. 2.28), то на его условном обозначении добавляются символ регулирования — стрелка (рис. 2.30, б) и элементы, отражающие принцип работы механизма управления. В условном изображении регулируемых насосов с реверсивным потоком (рис. 2.30, в) отражается также возможность изменять направление потока.

Кроме рассмотренных конструкций насосов, в станках широко применяют также аксиально-поршневые регулируемые насосы с управлением по давлению и реверсивные с электрогидравлическим управлением. Устройство основного рабочего узла этих насосов аналогично аксиально-поршневым гидромоторам (см. рис. 2.7). В отличие от этих гидромоторов, в регулируемых аксиально-поршневых насосах плунжеры опираются на наклонную шайбу.

Изменением угла α наклона шайбы достигается изменение хода плунжеров и соответственно изменение рабочей подачи насоса. Нейтральное положение ($\alpha = 0$) наклонной шайбы соответствует нулевой подаче насоса. Изменением направления наклона шайбы относительно нейтрального положения ($\pm\alpha$) производится реверсирование потока рабочей жидкости.

Практически все объемные гидромашины обладают свойством обратимости, т. е. могут работать в режиме насоса и гидромом-

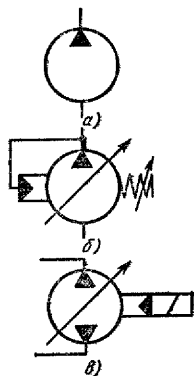


Рис. 2.30. Обозначения насосов различных типов

тора. Однако на практике применяемые в станках гидромашины имеют какое-либо одно назначение, хотя многие внутренние узлы и детали в однотипных насосах и моторах унифицированы.

В качестве основных параметров насосов в их технической характеристике обычно указывается их номинальная рабочая подача Q_n , л/мин; номинальное давление p_n , МПа; мощность N_0 , потребляемая насосом при давлении, равном нулю, кВт, и при номинальном давлении p_n , объемный КПД $\eta_{0н}$ на номинальном режиме.

С увеличением давления часть рабочей жидкости теряется в насосе в виде утечек и подача насоса несколько уменьшается. Объемный КПД определяется как отношение действительной подачи Q к расчетной подаче Q_0 при нулевом давлении

$$\eta_0 = Q/Q_0.$$

Подача насоса при давлении p , отличном от номинального (обычно меньше), л/мин:

$$Q = \frac{Q_n}{\eta_{0н}} \left[1 - (1 - \eta_{0н}) \frac{p}{p_n} \right].$$

Мощность, потребляемая нерегулируемым насосом при работе с давлением p , кВт:

$$N = N_0 + (N_n - N_0) \frac{p}{p_n}.$$

Для регулируемого насоса при рабочей подаче, меньшей номинальной, и рабочем давлении p мощность, кВт:

$$N = \left[N_0 + (N_n - N_0) \frac{p}{p_n} \right] \frac{Q}{Q_n}.$$

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩИХ СТАНКОВ

ГЛАВА I. СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

Скорость движения выходного звена гидравлического двигателя зависит от расхода рабочей жидкости, конструктивных параметров гидродвигателя — рабочей площади гидроцилиндра и рабочего объема гидромотора. На практике изредка пользуются изменением параметров гидродвигателей для регулирования скорости в узких пределах, но основным в конкуренции с другими видами приводов стал принцип регулирования скорости движения рабочих органов путем регулирования расхода жидкости.

Расход можно регулировать дросселями и регуляторами потока (дроссельное регулирование), регулируемыи насосами (объемное регулирование) и комбинированно (объемно-дроссельное регулирование). К объемному регулированию относят также регулирование скорости движения рабочих органов изменением рабочего объема регулируемого гидромотора.

§ 1. ДРОССЕЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ

Дроссельное регулирование является самым распространенным способом регулирования скорости движения рабочих органов в гидрофицированных станках благодаря простоте, надежности, компактности, малой стоимости и широкому диапазону регулирования. Недостатком такого регулирования является то, что энергия потока рабочей жидкости, затраченная на дросселирование (проталкивание потока через рабочие щели регулирующих аппаратов) переходит в тепловую энергию, т. е., во-первых, теряется безвозвратно, а во-вторых, вызывает нагрев рабочей жидкости.

Потери мощности привода выражаются в снижении его КПД, а для уменьшения нагрева рабочей жидкости приходится увеличивать емкости гидробаков или вводить охлаждение воздушными, водяными или холодильными установками. Эти недостатки ограничивают область применения дроссельного регулирования.

Скорость выходного звена гидродвигателя можно регулировать установкой дросселя или регулятора в напорную гидролинию (дросселирование на входе), в сливную гидролинию (дросселирование на выходе), на отводе от напорной линии в слив (дросселирование в ответвлении) или применять конструкции, позволяющие дросселировать одновременно два потока на входе и выходе рабочей жидкости.

Рассмотрим схемы регулирования скорости с дросселированием на входе. Масло от насоса под постоянным давлением p_n подводится через дроссель 5 (рис. 3.1, а), распределитель 4 и линию 6 в левую поршневую полость цилиндра 1. Из правой штоковой полости цилиндра по линии 3 и через распределитель 4 масло отводится в линию слива под давлением p_c . Поршень и шток цилиндра движутся вправо и перемещают узел станка 2, преодолевая силу сопротивления движению R (трение, рабочую нагрузку и др.).

Изменяя настройку дросселя, можно регулировать скорость v_1 движения узла 2. Для движения в обратную сторону переключается распределитель 4, масло под давлением подводится от дросселя в линию 3 и штоковую полость цилиндра, а из поршневой полости по линии 6 через распределитель отводится в линию слива. Настройку дросселя проводят на вспомогательном (холостом) ходу узла 2, когда нет рабочей нагрузки, а сила R_0 сопротивления минимальна и соответствует потерям холостого хода.

Давление p_1 масла в левой полости цилиндра создает движущую силу $F_1 = p_1 A_1$, которая преодолевает силу сопротивления R и силу противодействия $F_2 = p_2 A_2$, создаваемую на поршне давлением p_2 при выталкивании масла из правой полости цилиндра.

Условие равновесия сил при установившемся движении узла $p_1 A_1 = R + p_2 A_2$, откуда $p_1 = (R + p_2 A_2) / A_1$.

Если не учитывать потери давления в гидролиниях и распределителе, тогда можно принять $p_2 = p_c$ и $p_1 = (R + p_c A_2) / A_1$.

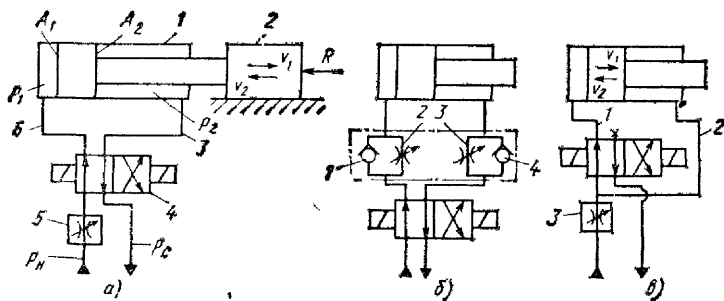


Рис 3.1. Схемы с дросселированием на входе

На входе в дроссель действует давление p_n , на выходе из него (без учета потерь) давление p_1 . Тогда перепад давлений на дросселе

$$\Delta p_d = p_n - p_1 = p_n - \frac{\rho_c A_2 + R}{A_1}.$$

При холостом перемещении узла нагрузка минимальна, а перепад давлений на дросселе максимальный:

$$\Delta p_{d0} = p_n - \frac{\rho_c A_2 + R_0}{A_1}.$$

Тогда
$$\Delta p_d = \Delta p_{d0} - \frac{R - R_0}{A_1}.$$

Это выражение показывает, что при увеличении нагрузки, направленной против движения узла, перепад давлений на дросселе будет уменьшаться. Если на холостом ходу проведена регулировка дросселя на расход масла $Q_{d0} = A_1 v_{10}$, для получения заданной скорости v_{10} перемещения, то при увеличении рабочей нагрузки фактическая рабочая скорость v_1 будет уменьшаться по сравнению с настроенной скоростью v_{10} .

Для уменьшения влияния переменной нагрузки на скорость движения узла вместо дросселя 5 можно использовать двухлинейный регулятор потока (см. рис. 2.20) или при работе насоса на один гидроцилиндр трехлинейный регулятор потока (см. рис. 2.21).

При движении узла на холостом ходу влево сила R_0 сопротивления также направлена против движения. Но движущая сила $F_2 = p_2 A_2$ в цилиндре создается давлением p_2 в полости цилиндра с меньшей рабочей площадью, а сила противодействия $F_1 = p_1 A_1 = \rho_c A_1$.

Тогда $\rho_{d0} = p_n - \frac{\rho_c A_1 + R_0}{A_2}$, откуда видно, что перепад давления на дросселе уменьшился. Расход через дроссель также уменьшится, но пропорционально корню квадратному из уменьшения перепада давления, т. е. в меньшей степени. Скорость v_{20} движения будет больше, чем v_{10} , поскольку расход от дросселя подается в полость цилиндра с меньшей площадью поршня, а скорость обратно пропорциональна площади поршня.

Если в данной схеме используется регулятор потока, то расход через него можно принимать постоянным и равным Q_d . Тогда $A_1 v_1 = A_2 v_2 = Q_d$, откуда $v_2 = \frac{A_1}{A_2} v_1$, т. е. скорости движения узла в обе стороны отличаются между собой пропорционально соотношению рабочих площадей гидроцилиндра. Иногда различия в скоростях допустимы и даже полезны, например, если v_1 — скорость рабочего хода, а v_2 — холостого хода. Если по условиям работы узла требуется независимая регули-

ровка скорости его движения в обоих направлениях, то применяют схемы с двумя дросселями и обратными клапанами, включенными в рабочие гидролинии между гидроцилиндром и распределителем (рис. 3.1, б).

При этом масло под давлением подводится в поршневую полость цилиндра через дроссель 2, шток движется вправо и из штоковой полости масло вытесняется через обратный клапан 4. Скорость движения штока регулируется дросселем 2. При переключении распределителя шток движется влево, скорость его движения регулируется дросселем 3, а из поршневой полости масло вытесняется через обратный клапан 1.

При применении в качестве гидравлического двигателя гидромотора, поворотного гидродвигателя или двухштокового гидроцилиндра с одинаковыми рабочими площадями скорость движения выходного звена (вала или штока) в обоих направлениях может быть одинаковой и при регулировании одним дросселем или регулятором потока.

Иногда конструктивно удобнее использовать гидроцилиндр с односторонним штоком. В этом случае для получения примерно одинаковых скоростей и усилий в обоих направлениях движения узла применяют гидроцилиндр с соотношением рабочих площадей $A_1/A_2 = 2$, который включают по схеме (рис. 3.1, в), получившей название дифференциальной. Регулирование скорости движения штока проводится дросселем или регулятором потока на входе. Масло поступает одновременно в обе полости цилиндра.

Штоковая полость цилиндра подключается через линию 2 к выходу из регулирующего аппарата, минуя распределитель, и вследствие разности площадей шток движется вправо со скоростью v_1 . При этом расход Q_1 масла, поступающего в поршневую полость по линии 1, складывается из расхода Q_d через дроссель или регулятор потока 3 и расхода $Q_2 = A_2 v_2$, вытесняемого из штоковой полости по линии 2. Скорость движения штока

$$v_1 = Q_1/A_1 = (Q_d + A_2 v_2)/A_1,$$

отсюда $v_1 = Q_d/(A_1 - A_2)$.

Таким образом, в дифференциальной схеме при выдвигании штока в гидроцилиндре работает разность площадей A_1 и A_2 . При переключении распределителя масло под давлением подводится через дроссель 3 по линии 2 в штоковую полость цилиндра, а поршневая полость через линию 1 и распределитель соединяется со сливом.

Шток движется влево со скоростью $v_2 = Q_d/A_2$, но поскольку $A_1 = 2A_2$, то $v_1 = v_2 = Q_d/A_2$, т. е. скорость движения в обе стороны одинакова и определяется настройкой дросселя или регулятора потока.

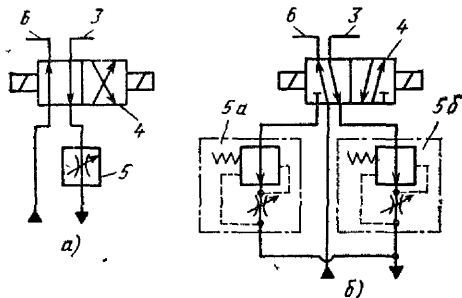


Рис. 3.2. Схемы с дросселированием на выходе (гидроцилиндр показан на рис. 3.1)

на входе эти силы не встретят достаточного сопротивления со стороны полости противодействия. Дросселирование потока, поступающего в гидродвигатель, приведет к падению давления в рабочей полости ниже атмосферного, интенсивному выделению воздуха, нарушению сплошности потока и в конечном итоге к падению или скачкообразному движению узла.

Для предотвращения таких явлений можно устанавливать на выходе из гидродвигателя клапаны противодействия, вводить системы уравнивания или применить схему регулирования скорости с дросселированием на выходе (рис. 3.2). В схеме с четырехлинейным распределителем и одним дросселем на выходе (рис. 3.2, а), в отличие от схемы с дросселем на входе (см. рис. 3.1, а), масло под давлением p_n от насоса подводится через распределитель в одну из рабочих полостей гидроцилиндра по одной из линий 6 или 3, а по другой из этих линий масло вытесняется через распределитель 4 и дроссель или регулятор потока 5 в сливную линию под давлением p_c .

Пренебрегая потерями давления, при движении вправо можно считать движущую силу $F_1 = p_1 A_1 = p_n A_1$, а силу противодействия $F_2 = p_2 A_2$. Тогда из условия равновесия $F_1 = R + F_2$:

$$p_2 = \frac{p_n A_1 - R}{A_2} \text{ и } \Delta p_d = \frac{p_n A_1 - R}{A_2} - p_c.$$

Из этого выражения видно, что в схеме с дросселем на выходе перепад давления на дросселе с увеличением нагрузки, направленной против движения, уменьшается (соответственно уменьшается скорость движения). Поэтому в этой схеме, когда требуется обеспечивать постоянную скорость движения узла при переменных нагрузках, вместо дросселя используют двухлинейный регулятор потока. Трехлинейные регуляторы потока (см. рис. 2.21) в схеме с дросселированием на выходе применять не могут, что видно из принципа работы этих аппаратов.

При уменьшении нагрузки, действующей против движения, противодействие p_2 и перепад на дросселе возрастают. Если нагрузка изменяет направление действия (знак) и продолжает увеличиваться, то нарушений в работе привода не происходит, а противодействие увеличивается и сила противодействия уравнивает отрицательную нагрузку.

Величина максимального противодействия не должна превосходить допустимой величины, что достигается выбором размеров гидродвигателя и передающего механизма. Схема с дросселированием на выходе позволяет регулировать скорость также и при отрицательных (попутных) нагрузках.

Скорости движения штока при настройке регулятора потока δ на расход Q_d соответственно

$$v_1 = Q_d/A_2 \text{ и } v_2 = Q_d/A_1 = v_1 A_2/A_1.$$

В этом случае скорость при выдвигании штока больше, чем при втягивании, тогда как в схеме с дросселем на входе (см. рис. 3.1, а) было наоборот. Если необходимо иметь независимое регулирование скорости движения штока в обе стороны, то можно использовать схему с двумя дросселями (см. рис. 3.1, б) и обратными клапанами.

При этом необходимо переключить обратные клапаны так, чтобы они свободно пропускали масло в полости гидродвигателя и перекрывали проход масла, вытесняемого из полостей гидродвигателя, с тем, чтобы оно проходило только через соответствующий дроссель или регулятор потока. Для этой схемы могут использоваться регуляторы потока с обратным клапаном (см. рис. 2.20, в).

Для повышения надежности работы и исключения возможных сбоев, связанных с засорением и неплотным закрытием обратных клапанов, применяют также схему с двумя регуляторами потока и пятилинейным распределителем (рис. 3.2, б). При движении штока вправо масло из штоковой полости по линии 3, через распределитель 4 вытесняется через регулятор потока 5б, которым настраивается требуемая скорость v_1 . При переключении распределителя масло по линии 6 вытесняется через регулятор потока 5а, которым устанавливается требуемая скорость v_2 .

При одинаковых давлениях p_n в напорной линии в схемах с дросселированием на выходе давления p_1 и p_2 в полостях гидродвигателя, как правило, выше, чем при дросселировании на входе. Это позволяет предварительно сжать масло в полостях гидродвигателя и рабочих гидролиниях и уменьшить влияние на равномерность движения нерастворен-

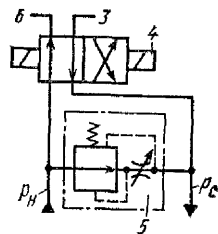


Рис. 3.3. Схемы с дросселированием в ответвлении (гидроцилиндр показан на рис. 3.1)

ного воздуха в масле, т. е. повысить модуль объемной упругости рабочей жидкости, что важно при работе на низких давлениях.

В рассмотренных схемах с дросселированием на входе и на выходе через дроссель или регулятор потока проходит расход, поступающий в гидродвигатель или вытесняемый из него. В схеме с дросселированием в ответвлении (рис. 3.3) в отличие от схемы, показанной на рис. 3.1, *a*, масло от насоса подводится одновременно в полость цилиндра через распределитель 4 и линию 6, и к двухлинейному регулятору 5 потока, через который часть расхода Q_n насоса, соответствующая настройке регулятора потока Q_d , отводится в линию слива под давлением p_c .

В линию слива также вытесняется масло из полости противодействия гидродвигателя через линию 3 и распределитель 4. Скорости движения штока определяются разностью расходов Q_n и Q_d :

$$v_1 = (Q_n - Q_d)/A_1 \text{ и } v_2 = (Q_n - Q_d)/A_2.$$

Если пренебречь потерями давления, то давление p_n в напорной линии насоса будет равно p_1 и при движении влево p_2 . Противодействие в цилиндре всегда будет равно давлению в сливной линии p_c . При движении штока вправо

$$p_n = p_1 = \frac{p_c A_2 + R}{A_1},$$

при движении штока влево

$$p_n = p_2 = \frac{p_c A_1 + R}{A_2}.$$

Как видно из этих выражений, давление в напорной линии меняется в соответствии с изменением нагрузки (как бы приспособляясь к ней). Это уменьшает потребляемую насосом энергию и тепловыделение в гидросистеме по сравнению со схемами, в которых давление и расход насоса постоянны. Однако при изменении давления меняется подача насоса из-за изменения внутренних и внешних утечек в насосе.

Изменение подачи насоса в данной схеме влияет на скорость v_1 и v_2 движения штока (частоту вращения n вала гидромотора или угловую скорость ω качания вала поворотного гидродвигателя). Особенно это влияние возрастает при малых скоростях движения узлов, поэтому схемы с дросселированием в ответвлении применяют в приводах станков редко.

§ 2. ОБЪЕМНОЕ И ОБЪЕМНО-ДРОССЕЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ

При объемном регулировании жидкость от насоса подводится в гидродвигатель и регулированием рабочей подачи насоса меняется расход и соответственно скорость движения

выходного звена гидродвигателя. Возможно также объемное регулирование скорости за счет изменения параметров гидродвигателя, например рабочего объема регулируемого гидромотора. Однако в станках этот способ применяют редко. Регулируемый насос может быть реверсивным и нереверсивным.

Если используется нереверсивный регулируемый насос 5 (рис. 3.4, а), то для остановки и изменения направления движения требуется реверсивный распределитель 3, а насосом только регулируется расход. При среднем положении распределителя рабочие линии 9 и 2 цилиндра 1 перекрыты, а напорная линия 8 насоса 5 соединена со сливной линией 4 и баком 6. При переключении распределителя в крайние позиции напорная линия 8 соединяется с одной из линий 9 или 2, а вторая — с линией слива 4.

Шток гидроцилиндра перемещается вправо со скоростью v_1 или влево со скоростью v_2 . Если подача насоса Q_n , то $v_1 = Q_n/A_1$, а $v_2 = Q_n/A_2$, т. е. скорость движения штока находится в прямой зависимости от подачи насоса. В такой схеме можно применить насос с ручным управлением, но тогда можно отрегулировать скорость только в одном направлении. Скорость движения штока в обратном направлении будет такой же при одинаковых площадях A_1 и A_2 (в двухштоковом цилиндре) или отличаться обратно пропорционально отношению рабочих площадей.

Если требуется обеспечить независимую настройку скорости штока в каждую сторону, то можно применить насос с автоматическим переключением на две рабочие подачи, с плавной регулировкой каждой подачи. Переключение насоса на соответствующую подачу проводят одновременно с переключением распределителя. Предохранительный клапан 7 служит для ограничения давления в тех случаях, когда поршень цилиндра доходит до упора в крышке цилиндра, или сила

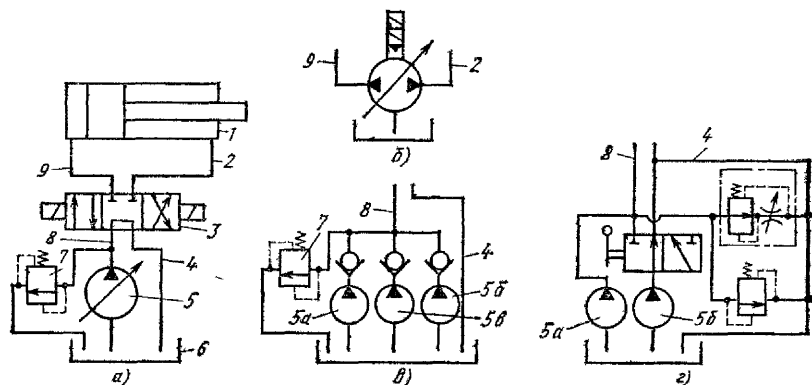


Рис 3.4. Схемы объемного и объемно-дрессельного регулирования скорости

сопротивления движению штока со стороны приводимого узла превысит наибольшую допустимую величину.

При применении реверсивного регулируемого насоса (рис. 3.4, б) отпадает необходимость в реверсивном распределителе. Изменение скорости направления движения узла, его остановку выполняет насос. Такие насосы имеют электрогидравлическое управление по двум (в линию 2 или 9) или четырем рабочим подачам (по одной или две в каждую сторону и плавную регулировку каждой подачи).

Объемное регулирование скорости можно выполнять несколькими нерегулируемыми насосами. Подключая эти насосы к напорной линии гидросистемы поочередно или в различных комбинациях, можно получить требуемый диапазон изменения скорости движения узла в виде ряда ступеней.

Например, включая поочередно или в разных комбинациях три насоса 5а, 5б, 5в (рис. 3.4, в) — гидроцилиндр с распределителем показан на рис. 3.4, а — через обратные клапаны можно обеспечить в напорной линии 8 семь ступеней расхода. Скорость движения узла также изменяется пропорционально расходу в напорной линии, т. е. в данной схеме можно получить семь ступеней скорости. Такой способ регулирования скорости называют также объемно-ступенчатым регулированием.

Объемное регулирование скорости применяют в гидроприводах станков при мощностях более 10 кВт. Промежуточное положение между дроссельным и объемным регулированием занимает объемно-дроссельное регулирование скорости, которое заключается в сочетании ступенчатого изменения расхода за счет переключения насосов с постоянной рабочей подачей и плавного изменения расхода дросселированием в промежутке между ступенями.

На рис. 3.4, г показана схема объемно-дроссельного регулирования, в которой используется двухсекционный насос и регулятор потока в ответвлении. Секция 5, а насоса с меньшей рабочей подачей постоянно подключена к напорной линии 8, а вторая секция 5, б этого насоса, в зависимости от положения распределителя с ручным управлением, соединяется с линией слива 4 или подключается к линии 8.

Когда в напорную линию 8 подается масло только от одной секции насоса, то плавное регулирование скорости движения узла в нижней части диапазона скоростей производится регулятором потока. При этом максимальная скорость движения в этой части диапазона соответствует подаче секции 5, а насоса.

Для дальнейшего повышения скорости распределитель переключается в положение, когда секция 5, б насоса отключается от линии 4 и подключается к линии 8. Изменением настройки регулятора потока обеспечивается плавное регулирование ско-

рости в верхней части диапазона вплоть до максимальной скорости, соответствующей суммарной подаче двух секций насоса. По сравнению со ступенчатым объемным регулированием скорости в данной схеме скорость движения узла можно плавно регулировать в промежутках между ступенями.

ГЛАВА II. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ ПОДАЧ

Под приводами подач в станках понимают приводы, которые используют для перемещения рабочих органов (узлов), осуществляющих при обработке заготовки движение подачи. В зависимости от характера обработки и компоновки станка движение подачи может выполняться узлами, несущими заготовку (например, в круглошлифовальных, шлицешлифовальных и плоскошлифовальных станках) или режущий инструмент (например, во внутришлифовальных, хонинговальных, агрегатных и токарных станках).

В многоинструментных сверлильно-фрезерно-расточных станках движение подачи вдоль одних координатных осей выполняют узлы, несущие заготовку, а вдоль других — узлы, несущие инструмент. Эти различия в конструктивных схемах станков вместе с особенностями процессов резания при разных видах обработки, большим диапазоном размеров заготовок и другие факторы отражают в технических требованиях к приводу подачи.

Основными из них являются: диапазоны рабочих нагрузок и регулирования скорости подачи, требование к постоянству установленной подачи при изменении нагрузок, величина перемещения, скорость быстрых перемещений узлов. На каждый привод подач составляют дополнительные требования, отражающие особенности данного станка, но перечисленные основные требования являются общими для всех групп станков.

На выбор принципиальной схемы гидравлического привода влияют характер изменения нагрузок и полезная мощность при обработке заготовки, т. е. произведение величин нагрузки на скорости перемещения. Поэтому гидроприводы подач разделяют на две группы: приводы для станков, у которых усилия подач изменяются незначительно и их можно принимать постоянными, и приводы для станков с переменными усилиями подач.

К первой группе относят приводы подач шлифовальных, заточных, алмазно-расточных, ко второй — агрегатных, токарных, фрезерных, хонинговальных и других станков.

§ 1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ ШЛИФОВАЛЬНЫХ СТАНКОВ

Гидравлический привод получил широкое распространение в шлифовальных станках различных типов для привода столов, устройств правки круга, механизмов поперечных

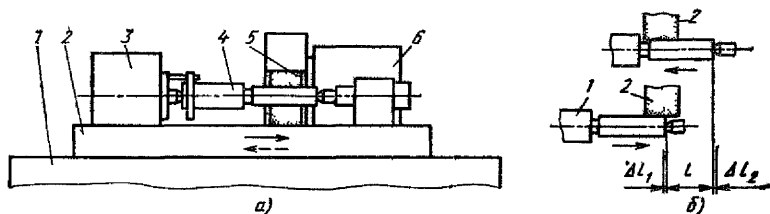


Рис. 3.5. Схема продольного перемещения стола на круглошлифовальном станке

подач и различных вспомогательных механизмов. Рассмотрим особенности работы станков, которые определяют технические требования к гидравлическим приводам.

На круглошлифовальном станке (рис. 3.5, а) стол 2 перемещается возвратно-поступательно по направляющим станины 1. На столе в центрах устанавливают заготовку 4, которая приводится во вращение приводом шпинделя бабки 3 изделия. При движении стола в процессе обработки заготовка перемещается вдоль оси (или образующей конуса при обработке конических поверхностей) и обрабатывается шлифовальным кругом 5, который приводится во вращение приводом шпинделя шлифовальной бабки 6.

При обработке ступенчатого вала (рис. 3.5, б) стол с заготовкой перемещается на величину хода l и в крайних положениях изменяет направление движения или реверсируется, поэтому крайние точки хода называют точками реверса. В зависимости от скорости движения стола точки реверса имеют разброс Δl_1 и Δl_2 . Если смещение точки реверса связано только с изменением скорости движения стола, то точность реверса называют перебегом, поскольку при увеличении скорости точка реверса смещается в сторону увеличения хода.

В крайнем правом положении стола шлифовальный круг 2 должен выходить в канавку на заготовке 1 и в то же время должна быть исключена возможность врезания заготовки в круг торцом необрабатываемой на данной операции ее ступени большего диаметра. Поэтому точность реверса стола в этом крайнем положении должна быть достаточно высокой ($\Delta l_2 \approx \approx 0,1 \dots 0,5$ мм). При реверсе в крайнем левом положении стола круг выводится из заготовки примерно на $1/3$ его ширины и требования по точности реверса при обработке со свободным выходом круга ниже, чем при обработке с выходом в канавку.

На внутришлифовальных станках также должна быть обеспечена возможность обработки с выходом круга 2 в канавку на конце внутренней шлифуемой поверхности детали 1 (рис. 3.6, а). На шлицшлифовальных станках в одном крайнем положении стола деталь 1 отводится от шлифовального круга 2

(рис. 3.6, б) для осуществления деления, т. е. поворота детали для обработки следующего паза. В другом крайнем положении требуется обеспечить высокую точность реверса, чтобы можно было шлифовать шлицы без выхода круга из контакта с деталью.

Аналогичные требования предъявляют к приводу стола в универсально-заточных станках. В отличие от этих станков при обработке заготовок на плоскошлифовальных станках с прямоугольным столом (рис. 3.6, в) деталь 1, установленная на столе 3, должна при реверсах стола выходить из контакта со шлифовальным кругом 2. Для получения высокого качества обрабатываемой поверхности необходимо, чтобы во время контакта детали с кругом скорость движения стола оставалась постоянной, а разгон и торможение происходили после выхода детали из зоны резания, т. е. на выбеге стола.

Если обобщить эти требования к приводам стола, то шлифовальные, заточные и другие станки с аналогичными движениями стола можно разделить на две группы: с повышенными требованиями по точности реверса стола и с реверсом стола после выхода круга из контакта с заготовкой.

В станках с повышенными требованиями по точности реверса стола для управления его приводом в основном применяют распределители с гидромеханическим управлением, которые обладают высокой надежностью в условиях частых переключений. В кругло-, внутри-, шлицешлифовальных, хонинговальных и заточных станках отечественного производства для управления возвратно-поступательным движением столов или шпиндельных головок применяют унифицированные гидропанели реверса типа ГЗ4-2.

Рассмотрим работу панели по схеме, изображенной на рис. 3.7. В корпусе 21 размещены реверсивный золотник 20, золотник 11 управления и валик-шестерня 10. В боковых крышках 6, 15 размещены дроссели 23, 18 регулирования паузы (задержки) при реверсах рабочего узла, дроссели 25, 16 регулирования плавности его разгона, обратные клапаны 17, 19, 22, 24 и втулки 7, 14, которые удерживают от осевого перемещения плунжеры 8, 13.

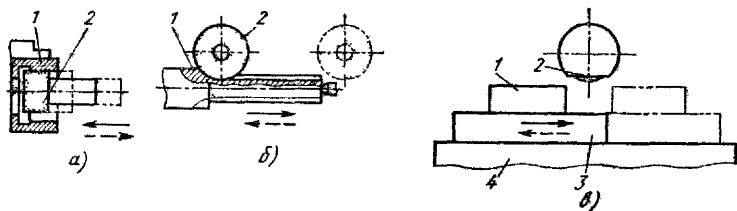


Рис. 3.6. Схемы положения инструмента относительно детали при реверсе стола на шлифовальных станках

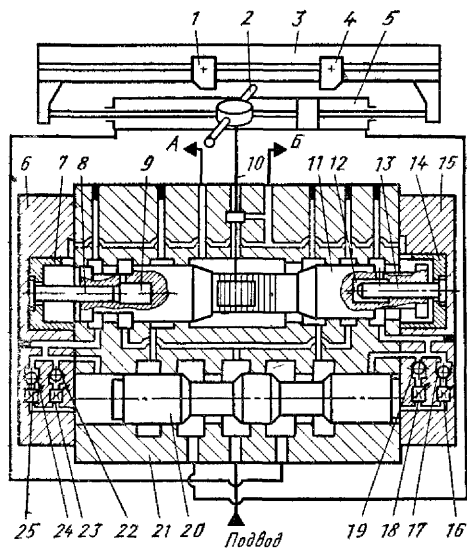


Рис. 37. Гидрокинематическая схема унифицированной гидропанели реверса типа ГЗ4-2:

А—канал «Слив через дроссели скорости стола»; Б—«Слив из каналов управления»

Плунжеры входят во внутренние расточки с обеих сторон золотника 11. Торцы плунжеров и поверхности внутренних расточек образуют внутренние полости 9, 12, соединенные сверлениями с наружными проточками золотника 11. Втулки 7, 14, плунжеры 8, 13 и внутренние полости 9, 12 предназначены для

осуществления переброса золотника 11 при его переходе через среднее положение.

Масло под давлением из канала «Подвод» через проточки корпуса 21 и реверсивного золотника 20 подводится к правой полости гидроцилиндра 5, закрепленного неподвижно на станине станка и соединенного через штоки со столом 3. Поршень цилиндра, штоки и стол перемещаются влево.

При этом масло из левой полости цилиндра вытесняется через проточки корпуса 21, реверсивного золотника 20 и проход, образуемый правым конусом золотника 11 управления и расточкой корпуса 21, через центральную расточку корпуса в канал «Слив через дроссели скорости стола». Эти дроссели не входят в конструкцию панели, а их монтируют вблизи панели в виде блока. Пройдя через дроссели, вытесняемое масло сливается через линию слива в бак.

Таким образом, в изображенном положении золотников панели, стол движется влево с установленной скоростью. Это движение продолжается, пока правый упор 4, закрепленный на столе, не начнет воздействовать на рычаг 2 и через валик-шестерню 10 на золотник 11 управления. Последний при этом перемещается влево и правым конусом постепенно перекрывает выход масла из левой полости цилиндра 5. При этом происходит плавное торможение стола.

Во время всего хода стола влево, включая путь торможения, масло под давлением подводится под левый торец золотника 20 и в полость 9. При этом правый торец золотника и полость 12 соединены с линией «Слив управления», поэтому золотники 20 и 11 удерживаются в правом положении. Во время

торможения стола сила от давления масла в полости 9 обеспечивает поджим через валик-шестерню 10 рычага управления 2 к упору 4.

Торможение стола осуществляется за счет перекрытия выхода масла из гидроцилиндра дросселирующим элементом в виде конуса на золотнике 11, который в этот момент кинематически жестко связан с движением стола через механическую передачу, образованную упором 4, рычагом 2 и зубчато-реечной передачей между валиком-шестерней 10 и золотником 11.

Получается, что при торможении стол своим движением перекрывает выход масла из цилиндра, т. е. останавливает свое движение, начиная с момента контакта упора 4 с рычагом 2 и до полного перекрытия конусом золотника 11 выхода масла из цилиндра. Такой способ управления торможением называют в гидроприводе **торможением с контролем по пути**. Он обладает очень важным свойством — высокой надежностью.

При торможении узлов большой массы, движущихся со значительными скоростями, неполадки в системе управления торможением могут привести к аварийным ситуациям. При использовании способа торможения с контролем по пути надежность перекрытия тормозного элемента обеспечивается только механическими передачами.

В конце торможения стол 3 через рычаг 2 и валик-шестерню 10 переводит золотник 11 управления через среднее положение. При этом полость 12 соединяется с давлением, полость 9 — со сливом. В результате этого создается усилие, осуществляющее дополнительное перемещение золотника 11 — его переброс из среднего положения в крайнее левое.

Одновременно с этим давление подводится под правый торец золотника 20, а полость под его левым торцом соединяется со сливом (золотник 20 перемещается влево). Пока золотник 20 движется от крайнего правого положения до среднего, давление подводится в правую полость цилиндра 5, а слив из его левой полости уже перекрыт тормозным конусом золотника 11.

В результате стол станка все это время остается неподвижным, что соответствует паузе при реверсе. На этой части пути масло под правый торец золотника 20 подводится через обратный клапан 19 и дроссель 18 регулирования паузы, а слив из под левого торца золотника 20 происходит свободно, в обход дросселя 25 регулирования плавности разгона.

Таким образом, скорость движения золотника 20 на первой половине хода регулируется открытием дросселя 18. Чем больше скорость движения стола, тем меньше пауза, и наоборот. Величина паузы при реверсе влияет на геометрию обрабатываемой поверхности, поэтому рукоятки управления дросселей регулирования паузы выводят в удобное для оператора место.

При проходе золотником 20 среднего положения открывается канал, по которому масло под правый торец начинает

подводиться свободно, минуя дроссель 18. Одновременно перекрывается канал, по которому масло свободно вытеснялось изпод левого торца золотника 20, и оно может теперь вытесняться только через дроссель 25 и обратный клапан 24.

Регулировкой дросселя 25 можно изменять скорость движения золотника 20, когда происходит открытие прохода масла из канала «Подвод» в левую полость цилиндра и слива из правой полости. Это соответствует разгону стола в начале его движения вправо, поэтому регулированием дросселя 25 можно замедлить движение золотника 20 и этим сделать разгон стола более плавным, и наоборот. В данной конструкции панели регулирование плавности разгона можно проводить независимо от регулирования величины паузы при реверсе.

Итак, произошел реверс стола. Стол движется вправо, пока упор 1 не начнет воздействовать на рычаг 2. Затем происходит торможение стола, пауза и разгон из крайнего правого положения аналогично тому, как это происходило при реверсе в крайнем левом положении стола.

Во время переброса золотника 11 его движение в конце замедляется дросселированием масла, которое вытесняется торцом золотника через радиальный зазор между наружной поверхностью поясков на конце золотника и внутренней поверхностью втулок 7 и 14. Этим смягчается подход торца золотника до упора в торец одной из втулок.

Плавность торможения и разгона столов шлифовальных станков оценивают по максимальному ускорению, допустимую величину которого указывают в технических условиях на станок. В инструкциях по применению гидропанелей реверса ГЗ4-2 приводят рекомендации по выбору размеров гидроцилиндра, типоразмера гидропанели и конструкции механизма переключения валика-шестерни панели в зависимости от типа станка, массы и скорости движения подвижных узлов, требований по точности реверса.

Гидропанели ГЗ4-2 выполнены так, что к основному блоку — реверсивному механизму — можно присоединять по агрегатно-блочному принципу распределители управления пуском и остановкой стола, выводом стола за пределы упоров 1, 4 и другие устройства для управления полным циклом работы стола. Наиболее часто применяемые варианты сочетаний реверсивной панели с другими блоками управления изготавливают централизованно в виде исполнений гидропанелей ГЗ4-2.

Рассмотрим схему привода стола шлифовального станка (рис. 38), в котором используется гидропанель 2ГЗ4-2. Это исполнение включает гидропанель реверса ГЗ4-2 и распределитель РО пуска и остановка стола с ручным управлением (на гидросхемах станков будем использовать буквенные и цифровые обозначения элементов в соответствии с ГОСТ 2.704—76 «Правила выполнения гидравлических и пневматических схем»).

Схема изображена в положении, когда стол станка неподвижен. При этом напорная линия 2 перекрыта, а рабочие линии 3 и 4 гидроцилиндра ЦС соединены распределителем РО между собой и со сливом. Стол удерживается только силами трения и при необходимости его можно перемещать механизмом ручного перемещения.

Насос Н постоянной подачи подает масло в напорную линию 1, откуда оно под давлением, соответствующим настройке переливного клапана КП проходит в линию слива 6 и через подпорный клапан К — в бак Б. Клапан КП в шлифовальных станках настраивают на давление 1 ... 1,5 МПа. Клапан К нужен, чтобы уменьшить возможность попадания воздуха при работе привода и выключении насоса. Давление подпора составляет около 0,1 МПа. При переключении распределителя РО в положение «Работа» масло под давлением из напорной линии 1 поступает через фильтр Ф к реверсивному золотнику РЗ и золотнику управления ЗУ.

В показанном положении масло под давлением подводится через линию 4 в правую полость цилиндра стола ЦС, а из левой полости цилиндра масло через линию 3, проточки золотников РЗ и ЗУ, линию 5, распределитель РПС переключения скорости стола, дроссель регулирования рабочей подачи ДРР, линию слива 6 и подпорный клапан К сливается в бак. Стол перемещается влево, пока закрепленный на нем правый упор не переключит рукоятку управления панели и связанный с ней золотник управления ЗУ. Происходит торможение стола, переброс реверсивного золотника РЗ и реверс стола. Работа гидропанели ГП, регулирование паузы при реверсе и плавности разгона стола осуществляются как было описано выше (см. рис. 3.7).

Для перевода стола на движение со скоростью правки круга переключается распределитель РПС и слив масла из линии 5 направляется через дроссель регулирования скорости правки ДРР. Фильтр Ф установлен в напорной гидролинии и осуществляет фильтрацию масла, поступающего в гидропанель.

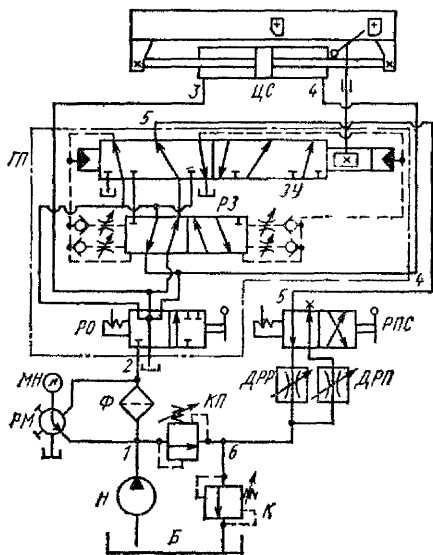


Рис 38. Принципиальная гидросхема привода стола шлифовального станка с гидропанелью реверса

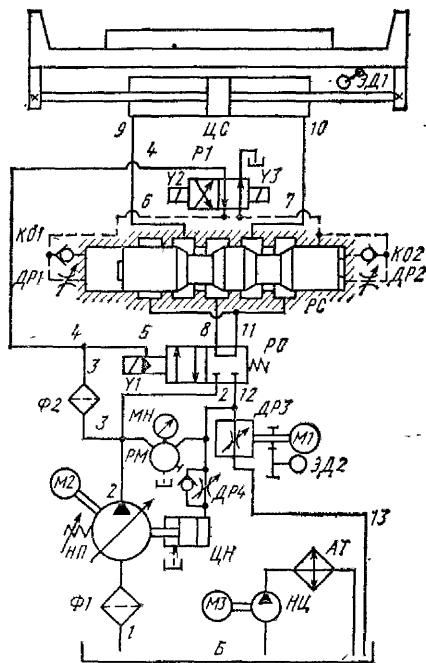


Рис. 3.9. Гидравлическая схема плоскошлифовального станка ЗЛ722В

3.9) плоскошлифовального станка ЗЛ722В (схема изображена в положении, когда стол станка неподвижен).

Полости гидроцилиндра ЦС через линии 9, 10, проточки распределителя РС, линии 8, 11 и распределитель РО управления пуском и остановкой стола соединяются между собой. Регулируемый пластинчатый насос НП приводится электродвигателем М2, всасывает масло из бака Б через линию 1 и приемный фильтр Ф1 и нагнетает масло под давлением в напорную линию 2.

Через линию 3, фильтр тонкой очистки Ф2, линии 4, 5 от линии 2 отводятся потоки управления к двухпозиционному распределителю Р1 с электроуправлением и двухпозиционному распределителю РО с электрогидравлическим управлением. Распределитель Р1 управляет переключением распределителя РС с гидравлическим управлением. В данном положении и стол и распределители неподвижны, поэтому насос НП автоматически уменьшает свою подачу до такой величины, чтобы только компенсировать утечки, и поддерживает в линии 2 давление (около 3 МПа) в соответствии с отрегулированной силой пружины механизма управления насоса.

Для начала движения стола включают электромагнит Y1 распределителя РО и распределитель переключается в положе-

При необходимости контроля давления в системе манометр МН переключением распределителя РМ может быть подключен к линиям 1 или 2. По показаниям манометра (разности давлений) можно судить о степени загрязненности фильтрующего элемента фильтра Ф. Данная схема содержит набор основных элементов, которые встречаются в гидросхемах шлифовальных станков, где гидропанели Г34-2 используют для управления перемещением стола.

Типовыми представителями станков, у которых реверс стола проводят после выхода шлифовального круга из контакта с заготовкой (см. рис. 3.6, в), являются плоскошлифовальные станки с прямоугольным столом. Рассмотрим гидравлическую схему (рис.

ние, при котором масло под давлением подводится из линии 2 по линии 8, через распределитель *РС*, по линии 9 в левую полость цилиндра *ЦС*.

Правая полость через линию 10, распределитель *РС*, линию 11, распределитель *Р0*, линию 12, дроссель скорости стола *ДРЗ* и сливную линию 13 соединяется с баком. Стол перемещается вправо со скоростью, определяемой настройкой дросселя *ДРЗ*. Регулирование дросселя проводится дистанционно электромотором *М1* и электрическим датчиком *ЭД2* положения дросселя.

Электрический датчик *ЭД1* кинематически связан со столом и во время его движения подает сигналы в систему управления, соответствующие фактическому положению стола. Эти сигналы сравниваются с заданными, соответствующими крайним положениям стола, и в моменты, когда круг выходит из контакта с деталью, подается команда на переключение электромагнитов распределителя *Р1*. Так, в крайнем правом положении подается команда на отключение электромагнита *УЗ* и включение электромагнита *У2*.

Распределитель *Р1* переключается в положение, при котором масло под давлением подводится через линию 7 и обратный клапан *К02* в камеру под правым торцом золотника распределителя *РС*, а камера под его левым торцом через линию 6 соединяется со сливом. Золотник распределителя *РС* перемещается влево, причем часть пути в начале хода проходит ускоренно, а когда свободный проход масла в линию 6 перекрывается левым торцом золотника, дальнейшее движение золотника происходит со скоростью, определяемой настройкой дросселя *ДР1* плавности реверса.

При этом золотник своими коническими поясками плавно перекрывает потоки масла, поступающего в цилиндр и вытесняемого из него, что соответствует торможению стола. Затем золотник изменяет направление этих потоков (когда золотник проходит среднее положение) и плавно увеличивает проходные сечения, что соответствует разгону стола и его движению влево.

При движении стола влево масло вытесняется из цилиндра по линии 9, через распределитель *РС*, линию 11, распределитель *Р0*, дроссель *ДРЗ* и линию слива 13 в бак, поэтому скорость движения стола влево такая же, как и вправо. При реверсе стола в крайнем левом положении проводится переключение распределителя *Р1*, золотник распределителя *РС* движется вправо и плавность реверса регулируется настройкой дросселя *ДР2*. Насос *НП* снабжен дополнительным гидроцилиндром управления *ЦН*, к поршню которого подводится давление из линии 12 перед дросселем *ДРЗ* через дроссель *ДР4*.

Такая схема управления насосом позволяет снижать давление в системе после разгона стола и во время его движения

с установленной скоростью, что снижает потери мощности в приводе и повышает его КПД.

Дроссель *ДР4* служит для повышения устойчивости работы системы управления насосом. Распределитель *РМ* позволяет подключать манометр *МН* к линиям 2 и 12 для настройки и контроля давления.

Центробежный насос *НЦ* приводится во вращение электродвигателем *МЗ* и перегоняет масло через теплообменный агрегат *АТ*. В данном станке в качестве теплообменника используется воздушно-масляный радиатор, который обдувается потоком воздуха от вентилятора, благодаря чему температура масла в гидробаке устанавливается не более, чем на 10°С выше по сравнению с окружающим воздухом.

Вернемся к управлению торможением стола. Команда на переключение распределителя *Р1* подается в определенных настроенных точках хода стола, соответствующих выходу круга из контакта с заготовкой. Однако с начала и до конца движения золотник распределителя *РС* кинематически не связан со столом и движется независимо со скоростью, определяемой настройкой дросселей *ДР1* и *ДР2* плавности реверса. Это определяет время переключения золотника и время реверса стола.

При уменьшении времени реверса сокращаются выбеги стола за пределы тех положений, которые соответствуют подаче команд на переброс распределителя *Р1*, но при этом возрастают ускорения, а значит и силы инерции. При увеличении времени переброса золотника плавность реверса стола повышается, ускорения и инерционные нагрузки уменьшаются, но увеличиваются выбеги стола, что снижает производительность при обработке деталей.

Данный способ управления реверсом называют **торможением с контролем по времени**. Как видно из сравнения этого способа управления с управлением торможением с контролем по пути, в данном случае не требуется кинематическая связь золотника со столом во время торможения, но точность реверса стола и перебеги соизмеримы с длиной пути торможения, т. е. измеряются миллиметрами и десятками миллиметров, что можно допустить только при обработке с выходом круга.

§ 2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ ПОДАЧ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ НАГРУЗКАХ

При обработке деталей фрезерованием, сверлением, обточкой или хонингованием силы резания изменяются в зависимости от режимов резания, конфигурации обрабатываемой поверхности и припуска на обработку, а также при входе и выходе инструмента. В то же время подача в большинстве случаев должна поддерживаться постоянной, чтобы нагрузки на режущие кромки инструмента соответствовали расчетным, при

которых обеспечивается расчетная стойкость инструмента и исключаются его поломки.

Изменение нагрузок на рабочем органе приводит к изменению давлений в полостях гидравлического двигателя, который его перемещает. Поэтому задача поддержания постоянной скорости подачи при переменных нагрузках сводится в гидроприводах подач таких станков к обеспечению постоянной скорости движения при переменных давлениях в гидродвигателе.

При рассмотрении гидроаппаратуры для регулирования расходов мы познакомились с регуляторами потока (см. рис. 2.20, 2.21), которые поддерживают постоянный расход при меняющихся перепадах давлений. На базе этих регуляторов потока в сочетании с другими гидроаппаратами строят в основном гидроприводы подач, работающие в условиях переменных нагрузок.

Широкое распространение в агрегатных станках и автоматических линиях получили гидроприводы подач с дроссельным регулированием скорости. Цикл работы агрегатной силовой головки (рис. 3.10) включает ускоренный ее подвод к заготовке, рабочую подачу, выстой на упоре и ускоренный отвод в исходное положение, показанное на схеме.

При включении электромагнита $Y2$ масло под давлением из напорной линии 1 подводится через распределитель P и линию 4 в штоковую полость цилиндра $Ц$ привода головки. Головка ускоренно перемещается влево, при этом масло из поршневой полости цилиндра через линию 3 , открытый золотник ускоренных ходов $ЗУ$, дроссель скорости ускоренных перемещений $ДР$, линию 2 и распределитель P вытесняется в сливную линию 5 .

В конце ускоренного подвода кулачок, установленный на головке, нажимает на ролик золотника $ЗУ$ и плавно перекрывает проход масла через проточки золотника $ЗУ$. Поэтому масло из линии 3 может вытесняться только через регулятор потока $РП$, который отрегулирован на расход, соответствующий рабочей подаче головки.

Головка движется с рабочей подачей, инструмент обрабатывает деталь, а в конце рабочего хода головка доходит до жест-

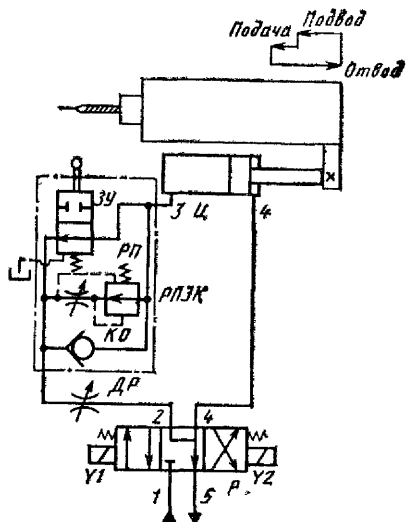


Рис. 3.10. Схема гидропривода подачи силовой головки агрегатного станка

кого упора. При этом дается некоторое время на выстой на упоре для зачистки обработанных торцовых поверхностей.

После выстоя отключается электромагнит Y_2 и включается Y_1 . Распределитель P переключается в положение, при котором масло под давлением из линии 1 через линию 2, дроссель DP , обратный клапан KO и линию 3 подводится в поршневую полость цилиндра $Ц$, а штоковая полость через линию 4 и распределитель P соединяется со сливной линией 5.

Головка ускоренно отводится вправо до исходного положения, где подается команда на отключение электромагнита Y_1 . При этом пружины устанавливают золотник распределителя P в среднее положение, обе полости цилиндра соединяются со сливом и головка останавливается. Основные особенности данной схемы:

регулирование рабочей подачи производится дросселем с регулятором, включенным на выходе из гидроцилиндра, что обеспечивает постоянство подачи инструмента при изменениях нагрузки и, в частности, обеспечивает плавный выход сверл при обработке сквозных отверстий;

управление торможением рабочего узла при переходе с быстрого подвода на рабочую подачу производится по схеме «с контролем по пути», что позволяет точно и надежно переходить на рабочую подачу вблизи режущего инструмента от обрабатываемой поверхности, т. е. максимально уменьшить время «обработки воздуха»;

для увеличения расхода масла PP через регулятор потока его следует подключать к рабочей полости гидроцилиндра с большей площадью.

Применение трехлинейного регулятора потока рассмотрим на примере вертикально-хонинговальных полуавтоматов $ЗК82У$ и $ЗК83У$ (рис. 3.11). В этих станках гидравлический привод используется для вертикального перемещения шпинделя 21 с хонголкой 23 .

Цикл обработки детали включает: ввод хонголки с брусками в обрабатываемое отверстие неподвижно закрепленной на столе детали 24 ; разжим брусков с требуемым усилием и хонингование отверстия с вращением шпинделя 21 через гильзу 22 и одновременным возвратно-поступательным перемещением шпинделя с хонголкой от гидроцилиндра $Ц$; автоматическое изменение давления брусков при хонинговании; контроль геометрии обработанного отверстия; исправление геометрии за счет включения коротких ходов в нужном месте по длине обработанного отверстия; сведение брусков и вывод хонголки в исходное положение для снятия обработанной детали и установки новой заготовки.

Цикл работы хонинговальных полуавтоматов достаточно сложный, поэтому рассмотрим только привод возвратно-поступательного перемещения шпинделя. Для распределения масла

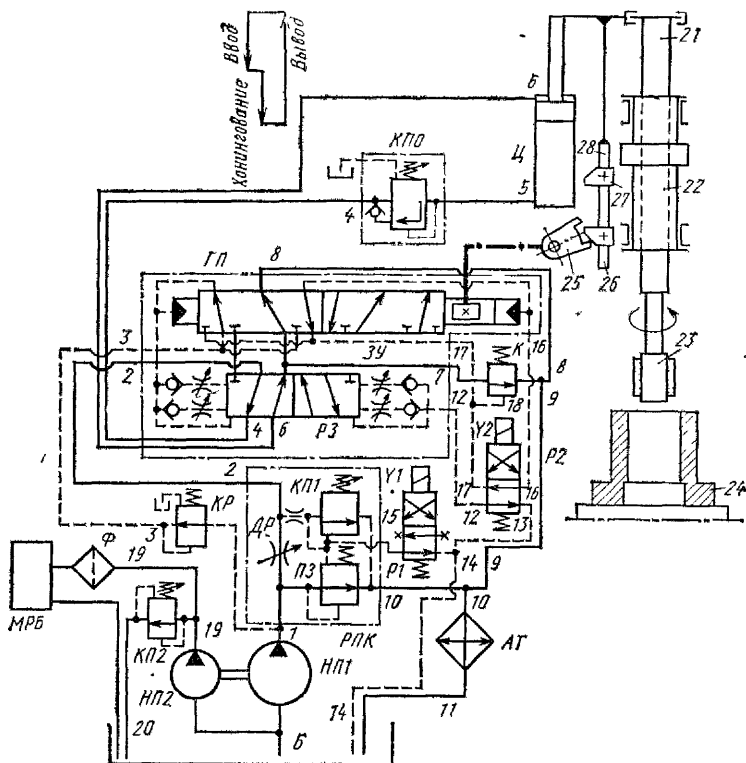


Рис. 3.11. Гидросхема вертикально-хонинговальных полуавтоматов 3К82У и 3К83У

в полости гидроцилиндра Ц (управления возвратно-поступательным движением) применена гидропанель реверса Г34-2 (см. рис. 3.7), которая позволяет обеспечить высокую точность реверса. Это является важным условием для работы хонинговальных станков, особенно при обработке отверстий без свободного выхода инструмента с нижней стороны. Переброс золотников панели осуществляют через линию 3 и редукционный клапан КР.

Регулирование и поддержание настроенной скорости движения шпинделя осуществляются трехлинейным регулятором потока РПК с предохранительным клапаном КП1, включенным на входе в гидропанель. Для вывода хонголовки в крайнее верхнее положение за пределы упоров управления, ограничивающих зону рабочих ходов при обработке, к каналу 7 между реверсивным золотником РЗ и золотником управления ЗУ гидропанели ГП подключен нормально закрытый клапан К. Канал управления с правой стороны гидропанели, по которому

подводится поток управления от золотника ЗУ к торцу золотника РЗ, перекрыт внутри панели и выведен в виде линий 16 и 12 к распределителю Р2.

Трехлинейный регулятор потока состоит из дросселя ДР, переливного золотника ПЗ и предохранительного клапана КП1. К внутреннему каналу регулятора РПК, соединенному с потоком после дросселя ДР через линию 15 подключен распределитель Р1. Гидросистема станка включает двухпоточный пластинчатый нерегулируемый насос, обеспечивающий два независимых потока от секций НП1 и НП2, имеющих одну общую линию всасывания масла из гидробака Б.

Секция насоса НП2 подает масло под давлением в напорную линию 19, к переливному клапану КП2 со сливной линией 20 и через фильтр Ф в механизм разжима брусков МРБ, работу которого мы подробно не рассматриваем (на схеме он приведен для более полного представления о гидроприводе станка).

Гидросхема управления вертикальным движением хонголовки показана в исходном положении. Электромагниты У1 и У2 отключены, золотники распределителей Р1 и Р2 переключены пружинами. Линия 15 через распределитель Р1 соединена с линией слива 14, поэтому масло от насоса НП1 через напорную линию 1 и переливной золотник ПЗ под небольшим давлением (давление разгрузки около 0,3 МПа) сливается через линию 10, теплообменный аппарат АТ с воздушным охлаждением (масляный радиатор) и линию слива 11 в бак.

Линия 12 через распределитель Р2, линии 13 и 14 соединена со сливом, а линия 16 соединена с линией слива потока управления 17 гидропанели ГП. При этом реверсивный золотник РЗ панели переключен в правое положение, а золотник управления ЗУ переключен упором 26 через вилку 25 и удерживается в левом положении (нужно мысленно передвинуть правую часть изображения золотника ЗУ на место его левой части).

Итак, в исходном состоянии хонголовка находится в крайнем верхнем положении и удерживается от опускания подпорным клапаном КП0, подключенным к нижней полости цилиндра Ц, секция насоса НП1 работает под небольшим давлением, масло сливается через теплообменник АТ и охлаждается.

Для начала движения хонголовки включаются электромагниты У1 и У2 распределителей Р1 и Р2. При переключении распределителя Р2 канал слива 17 гидропанели ГП соединяется через линии 13, 14 с баком и восстанавливается связь канала 16 золотника управления ЗУ с каналом 12 правой торцовой камеры золотника РЗ. Линия управления 18 клапана К через линии 13, 14, 17 также соединяется с баком, этот клапан переключается пружиной и перекрывает выход масла из канала 7 гидропанели.

Распределительный золотник *P3* переключается потоком управления через линии *12* и *16* в левое положение. При переключении распределителя *P1* линия управления *15* перекрывается и давление в системе начинает повышаться до уровня давления холостого хода хонголовки. При этом масло по линии *1* через дроссель *ДР* регулятора *РПК*, по линии *2*, через проточки золотника *P3* и линию *6* поступает в верхнюю полость цилиндра *Ц*, а из его нижней полости масло вытесняется через линию *5*, подпорный клапан *КПО*, линию *4*, проточки *P3*, проточки золотника управления *ЗУ*, линии *8 ... 10*, теплообменник *АТ* и линию слива *11* в бак.

Шпиндель с хонголовкой перемещается вниз и подается команда на разжим брусков с требуемым давлением внутри заготовки *24*. В конце хода шпинделя вниз упор *27*, расположенный на скалке *28*, связанной кинематически с движением шпинделя, воздействует на вилку *25*, которая связана с валиком управления гидропанели *ГП* и перемещает *ЗУ* вправо.

Шпиндель с хонголовкой плавно затормаживается, реверсируется и движется вверх, пока упор *26* не переключит вилку *25* в положение хода вниз. Гидропанель работает так, как было описано ранее (см. рис. 3.7) и шпиндель с хонголовкой перемещается возвратно-поступательно в рабочей зоне, соответствующей настройке упоров *26* и *27*. Скорость движения шпинделя регулируется настройкой дросселя *ДР* регулятора *РПК*.

Переливной золотник *ПЗ* поддерживает постоянный перепад давлений на дросселе *ДР* и автоматически регулирует давление в линии *1* при изменении давления в линии *2* за счет управления сливом избытка расхода, подаваемого насосом *НП1* (см. рис. 2.21).

Таким образом, насос при уменьшении нагрузки работает с переменным рабочим давлением и на холостом ходу давление уменьшается, а при возрастании нагрузки — повышается. Это позволяет уменьшить нагрев масла по сравнению со схемой с постоянным рабочим давлением и нерегулируемым насосом, т. е. повысить КПД привода. При изменениях давления в линии *1* редуцирующий клапан *КР* ограничивает и поддерживает постоянным давление управления в линии *3*.

После окончания обработки детали электромагнит *У2* отключается, *P3* переключается вправо, клапан *К* открывает слив из канала *7* в линию *9* и шпиндель с хонголовкой отводится из любого положения в крайнее верхнее положение. По ходу движения упор *26* переключает вилку *25* и *ЗУ* на ход вниз, но *P3* остается в правом положении. После перекрытия слива из цилиндра тормозным конусом золотника управления *ЗУ*, слив из золотника *P3* идет по линии *7*, через открытый клапан *К*, линии *9*, *10*, теплообменник *АТ* и линию *11* в бак, т. е. движение шпинделя вверх продолжается несмотря на переключение *ЗУ*,

В крайнем верхнем положении шпинделя подается команда на отключение электромагнита $Y1$, распределитель $P1$ переключается пружиной, линия 15 соединяется с линией слива 14 и давление в напорной линии 1 понижается до давления разгрузки, что соответствует исходному положению шпинделя с хонголкой

Вертикальное перемещение хонголки вместе с ее вращением создают сложное движение брусков относительно заготовки. При этом для получения высокого качества обработки стремятся получить на детали рисунок в виде следов от обработки, имеющих определенную форму.

Суммарная скорость движения хонголки направлена по винтовой линии, при этом составляющая от вертикального перемещения хонголки может представлять собой по величине значительную часть от скорости резания. Поэтому привод возвратно-поступательного перемещения хонголки занимает как бы промежуточное положение между приводами подач и приводами движения скорости резания (приводами главного движения).

Особенности данной схемы:

постоянная скорость движения при переменных нагрузках на рабочем органе обеспечивается трехлинейным регулятором потока, давление насоса меняется в соответствии с изменением нагрузки, поэтому для привода хонголки используется отдельная секция двухпоточного насоса;

управление реверсом производится гидропанелью с путевым управлением торможением, чем достигается требуемая точность реверса при работе с ограниченным выходом хонголки.

Рассмотренные схемы не исчерпывают всех вариантов гидроприводов подач. В станках применяют гидроприводы для прерывистых подач на каждый или двойной ход узла с режущим инструментом. Причем подача регулируется настройкой хода штока цилиндра подач за счет регулируемого упора или путем дозирования объема масла, поступающего в цилиндр или вытесняемого из него (схемы с объемным дозированием).

ГЛАВА III. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ

Гидравлические приводы для перемещения рабочих органов, совершающих движение со скоростью резания (приводы главного движения), используют в станках в основном тогда, когда это движение поступательное и требуется обеспечить достаточно большие тяговые усилия (строгальные, долбежные и протяжные станки). В качестве исполнительных двигателей в них используют гидроцилиндры.

§ 1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ ПОПЕРЕЧНО-СТРОГАЛЬНЫХ И ДОЛБЕЖНЫХ СТАНКОВ

Гидрофицированные поперечно-строгальные и долбежные станки отечественного производства имеют унифицированные гидравлические приводы. На гидравлической схеме долбежного станка 7403 (рис. 3.12) показаны заготовка 31, установленная на столе станка 30, и долбежный резец 32, закрепленный в резцедержателе на ползуне (долбьяке) 33. При обработке ползун с резцом возвратно-поступательно перемещается гидроцилиндром (ЦП), а стол с заготовкой осуществляет движение подачи на каждый двойной ход ползуна от гидроцилиндра привода механизма подачи (ЦМП).

Для удержания ползуна от опускания под действием сил тяжести к нижней полости ЦП подключен подпорный клапан (КПО). Питание гидросистемы осуществляется от двухпоточного нерегулируемого пластинчатого насоса с секциями НП1 и НП2. Насос и приводной электродвигатель (М) образуют насосный агрегат. Остальная распределительная и контрольно-регулирующая аппаратура, за исключением нескольких элементов, конструктивно объединена в унифицированную гидропанель типа Г31-26.

На данной схеме показано исполнение панели Г31-26-01 для долбежных станков, которое включает: золотник управления ЗУ, реверсивный золотник (РЗ), регулятор потока с дросселем Д1 и регулятором давления РД, двухпозиционный распределитель управления пуском и остановкой ползуна РП с электрогидравлическим управлением, четырехпозиционный распределитель РС с ручным управлением для ступенчатого изменения скорости движения ползуна, предохранительный клапан рабочего хода КПР, предохранительный клапан обратного хода КПОХ и др.

При долблении и строгании часто встречаются детали, в которых должна проводиться обработка с выходом резца в канавку небольшой ширины. Для этого требуется осуществлять реверс ползуна с достаточно высокой точностью в нижней точке хода. Реверс в верхней точке хода проводится после выхода резца из заготовки. Для управления возвратно-поступательным движением ползуна, так же как и в шлифовальных станках с точным реверсом стола, применен реверсивный механизм, управляющий торможением с контролем по пути.

Схема показана в исходном положении, соответствующем останову ползуна в верхнем положении после переключения на рабочий ход. РС переключен в крайнее правое положение, соответствующее работе ползуна на первой ступени диапазона скоростей движения. При этом секция насоса НП2 с большей рабочей подачей через линию 2 соединяется с линией слива 9,

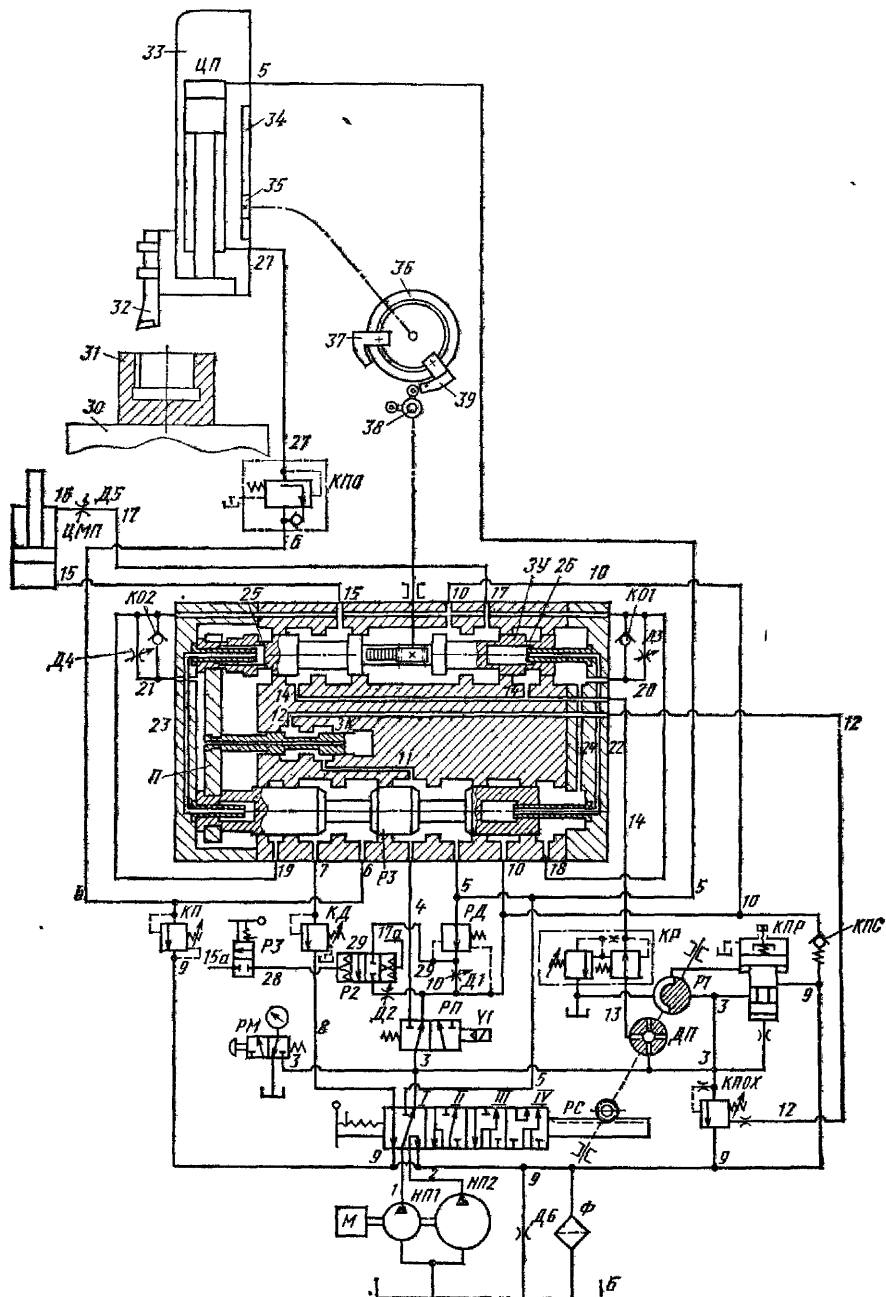


Рис. 3.12. Схема гидропривода долбежного станка 7403

а секция насоса *НП1* с меньшей рабочей подачей соединяется через линию *1* и распределитель *РС* с напорной линией *3*.

Электромагнит *У1* распределителя *РП* отключен и его золотник установлен пружиной в правое положение, при котором напорная линия *3* через линию *10* и подпорный клапан слива (*КПС*) (регулируется на давление 0,01 ... 0,03 МПа) соединяется с линией слива *9*. Обе секции насоса работают при низком давлении разгрузки, а ползун удерживается от опускания подпорным клапаном *КПО*.

В начале работы включается электромагнит *У1*, *РП* переключается и масло от секции насоса *НП1* направляется по линии *4* через проточки реверсивного золотника *РЗ* и линию *5* в верхнюю полость цилиндра *ЦП*. При этом часть масла из линии *5* через двухлинейный регулятор потока, состоящий из регулятора давления *РД* и дросселя *Д1*, отводится в линию *10* и далее через клапан *КПС* — в линию слива *9*. Из линии *9* масло попадает в бак *Б* через фильтр *Ф* и обводной дроссель *Дб*, выполненный в виде нерегулируемого гидравлического сопротивления.

Ползун перемещается вниз со скоростью рабочего хода, которая определяется разностью расхода, подаваемого *НП1* и сливающегося через *Д1*. Регулятор *РД* поддерживает постоянный перепад давлений на дросселе *Д1*, поэтому скорость движения ползуна изменяется незначительно при изменении рабочей нагрузки (сил резания).

При работе на первой ступени диапазона скорость рабочего хода ползуна может плавно меняться настройкой дросселя *Д1* от минимального значения (при открытом дросселе) примерно до 6 м/мин (при закрытом *Д1*), что соответствует подаче насоса *НП1*. Из нижней полости цилиндра *ЦП* масло по линии *27*, через клапан *КПО*, по линии *6* через проточки *РЗ*, линию *7*, клапан противодействия *КД*, линию *8*, распределитель *РС* и линию *9* вытесняется в бак. Клапан *КД* создает постоянное противодействие в нижней полости цилиндра во время рабочего хода для стабилизации скорости движения ползуна при резании. Одновременно масло под давлением подводится из напорной линии *3* в четырехпозиционный дроссель *ДП*, линию *13* и через редуцирующий клапан *КР* в каналы *14* расточек корпуса гидропанели под *ЗУ*.

Из левого канала *14* масло под давлением поступает через *ЗУ* и линию *15* в поршневую полость цилиндра *ЦМП*. При этом его штоковая полость через линию *16*, дроссель *Д5*, линию *17*, проточки *ЗУ*, линию *10*, клапан *КПС* и линию *9* соединяется со сливом.

Шток цилиндра *ЦМП* может выдвигаться до регулируемого жесткого упора, что соответствует окончанию работы механизма поперечной подачи. Изменение поперечной подачи проводится за счет изменения хода штока цилиндра *ЦМП*, который

связан с винтом поперечной подачи через храповой механизм.

Дроссель *Д5* служит для повышения стабильности (уменьшения разброса) поперечной подачи при изменении ее величины, поэтому его регулировочный элемент кинематически связан с регулировкой хода штока. Благодаря этому, при уменьшении подачи стола дроссель прикрывается, скорость срабатывания *ЦМП* уменьшается до величины, при которой обеспечивается его стабильная подача. Из правого канала *14* масло под давлением попадает через радиальное сверление *26* в правую внутреннюю камеру *ЗУ* и через канал *22* в плунжерах и правой крышке панели — в правую внутреннюю камеру *РЗ*.

Левые внутренние камеры золотников через канал *23* в плунжерах и левой крышке корпуса панели, радиальное сверление *25*, линию *21*, дроссель *Д4*, линию *10*, *КПС* и линию *9* соединены со сливом. Поэтому золотники *РЗ* и *ЗУ* находятся в крайнем левом положении и поджаты усилием, соответствующим площади поперечного сечения плунжеров и давлению настройки редуccionного клапана *КР*.

Плунжерный механизм поджима золотников аналогичен механизму переброса и поджима золотника управления в гидропанели реверса *Г34-2* (см. рис. 3.7). Клапан *КР* настраивается на давление, достаточное для работы механизма поперечной подачи и реверсивного механизма гидропанели (1,2 ... 1,5 МПа). Дроссель *ДП* ограничивает расход в механизм подачи и позволяет оптимизировать работу этого механизма при переключении ступеней скорости движения ползуна.

Предохранительный клапан прямого действия *КПР* подключен к напорной линии *3* и имеет две камеры управления: нижнюю торцовую, постоянно соединенную с линией *3* через демпфирующее сопротивление, и кольцевую камеру управления, которая при работе на первой и второй ступенях диапазона скоростей соединена через распределитель *Р1* кранового типа со сливом.

При таком соединении камер *КПР* настраивается на наибольшее давление (6 МПа). К напорной линии *3* также подключен клапан *КПОХ*, отрегулированный на давление 3 ... 3,5 МПа. Во время рабочего хода он закрыт, так как в его пружинную полость подводится давление через канал *11*, проточки золотника управления клапаном обратного хода *ЗК* и линию *12*.

Во время движения ползуна вниз диск *36* с кулачками *37* и *39*, кинематически связанный через рейку *34* и шестерню *35* (другие передачи не показаны) с ползуном, поворачивается и в конце рабочего хода кулачок *37* начинает воздействовать на вилку *38*, поворачивая через нее валик управления панели, и перемещает вправо золотник *ЗУ*, который через планку (*П*) двигает за собой золотники *ЗК* и *РЗ*. По мере движения *ЗУ*

вправо сначала переключаются линии подвода к ЦМП — линия 15 соединяется со сливом через линию 10, а линия 17 с подводом через правый канал 14.

Поршень и шток цилиндра ЦМП перемещаются вниз, что соответствует взводу механизма подачи. Планка П соединяется с золотником ЗУ с малым зазором, поэтому золотники ЗК и РЗ перемещаются вправо одновременно с ЗУ, но с отставанием по положению на величину этого зазора. Золотник РЗ своими конусами плавно перекрывает подвод масла в верхнюю полость цилиндра ЦП и выход масла из нижней полости этого цилиндра, осуществляя торможение ползуна.

Из правых торцовых камер золотников по каналу 24, линии 20, через дроссель ДЗ и параллельно через канал 18 (на первой половине хода РЗ, когда перекрыт канал 19), и далее через обратный клапан КО2 масло вытесняется в левую торцовую камеру в крышке панели. Клапан КП во время торможения при ходе вниз ограничивает давление в запираемой нижней полости цилиндра ЦП. Первым среднее положение переходит ЗУ.

При этом правые внутренние камеры ЗУ и РЗ соединяются через канал 22, сверление 26, правую торцовую камеру, линию 20, дроссель ДЗ и линию 10 со сливом. Левые внутренние камеры этих золотников через левый канал 14, сверление 25 и канал 23 соединяются с давлением управления. Золотники ЗУ и РЗ перемещаются силами давления в левых внутренних камерах вправо.

Дросселем ДЗ регулируется скорость движения золотников и соответственно плавность реверса. Во время перехода золотника РЗ через среднее положение происходит переключение подводов в гидролинии цилиндра ЦП и с небольшим опережением линия 12 отсоединяется от линии 11 и соединяется со сливом через левую торцовую камеру, линию 21, дроссель Д4 и линию 10.

Давление в системе ограничивается настройкой клапана КПОХ. Теперь масло под давлением подводится через проточки РЗ, линию 6, клапан КПО и линию 27 в нижнюю полость цилиндра. Его верхняя полость через линию 5, проточки РЗ и линию 10 соединяется со сливом. Происходит реверс, плавный разгон и движение ползуна вверх со скоростью около 12 м/мин. Эта скорость определяется подачей насоса НП1 и рабочей площадью в нижней полости цилиндра ЦП и не зависит от настройки дросселя Д1 (скорости рабочего хода).

В конце обратного хода ползуна кулачок 39 воздействует на вилку 38, золотник ЗУ начинает перемещаться из крайнего правого положения влево и увлекает за собой через планку П золотники РЗ и ЗК. Рабочие гидролинии цилиндра ЦМП переключаются — в линию 15 подводится давление из левого канала 14, а линия 17 соединяется со сливом через проточки ЗУ

в линию 10. При этом осуществляется поперечная подача стола с заготовкой 31. Резец 32 в это время выведен из заготовки. Резцедержатель снабжен устройством отскока резца на обратном ходу для исключения трения резца об обработанную поверхность.

После перевода золотника 3У через среднее положение 3У и РЗ начинают перемещаться влево под действием давления в их внутренних камерах с правой стороны (аналогично реверсу с рабочего хода на обратный). Через проточки золотника 3К в линию 12 подводится давление и клапан КПОХ запирается. Одновременно происходит реверс ползуна в верхней точке хода, плавный разгон и движение ползуна вниз с рабочей скоростью.

При работе на второй ступени диапазона скорости распределитель РС переключается на одну позицию влево, линия 1 соединяется с линией слива 9, а линия 2 — с напорной линией 3. Секция НП1 разгружается, а гидропривод работает от секции НП2, имеющей в 2 раза большую подачу. Регулировкой Д1 рабочая скорость ползуна меняется от 6 (при открытом Д1) до 12 м/мин (при закрытом Д1). Скорость обратного хода ползуна также увеличивается в 2 раза (до 24 м/мин) и не зависит от скорости рабочего хода. В остальном гидропривод работает точно так же, как и на первой ступени скорости.

Для включения третьей ступени диапазона скорости РС переключается еще на одну позицию влево, линии 1 и 2 соединяются с напорной линией 3 и обе секции насоса подают в нее масло. Теперь регулировкой Д1 можно устанавливать рабочую скорость движения ползуна 12 ... 18 м/мин, а скорость обратного хода возрастает до 36 м/мин. Кольцевая камера управления клапана КПР через распределитель Р1 соединяется с линией 3 и при той же регулировке пружины клапана давление открытия клапана (наибольшее давление рабочего хода) уменьшается до 3,5 МПа. В остальном работа привода аналогична работе на первой и второй ступенях диапазона скорости.

Наибольшая рабочая скорость движения ползуна достигается на четвертой ступени. Для этого распределитель РС переключается в крайнее левое положение. Масло под давлением от обеих секций насоса направляется в напорную линию 3. Кроме того, масло, вытесняемое из нижней полости цилиндра ЦП, по линии 8 во время рабочего хода-инструмента через РС направляется в линию 5, т. е. в верхнюю полость цилиндра, который включен по дифференциальной схеме. Такой способ включения гидроцилиндров достаточно часто применяют в станках, поэтому рассмотрим его особенности более подробно. Схема включения цилиндра на четвертой ступени во время рабочего хода изображена на рис. 3.13.

Если пренебречь потерями давлений в гидролиниях и аппаратуре, то давление p из напорной линии 1 передается одно-

временно в поршневую полость с рабочей площадью A_1 и в штоковую полость с рабочей площадью A_2 . Поскольку площадь A_1 больше A_2 на величину площади A_3 штока, то равнодействующая сил давления F на поршень будет направлена в сторону выдвигания штока и равна $F = p(A_1 - A_2) = pA_3$.

При выдвигании штока масло из штоковой полости перетекает в поршневую. Скорость движения штока при подводе в линию 1 расхода Q : $v = Q/(A_1 - A_2) = Q/A_3$.

Из этих формул можно сделать вывод, что при включении цилиндра по дифференциальной схеме он становится как бы аналогичным гидроцилиндру с рабочей площадью A_3 , включенному по обычной схеме, т. е. усилие на штоке при его выдвигании уменьшается в A_1/A_3 раз, а скорость движения штока во столько же раз увеличивается. В таких схемах наиболее часто применяют гидроцилиндры с соотношением рабочих площадей $A_1/A_3 = 2$. Такой гидроцилиндр позволяет получить за счет дифференциальной схемы включения равные скорости выдвигания штока и его втягивания при одном и том же расходе масла в линии подвода к распределителю, а также примерно равные усилия на штоке при прямом и обратном ходе при одном и том же давлении масла.

Вернемся к движению ползуна на четвертой ступени рабочей скорости. Площадь поршня в цилиндре ЦП в 2 раза больше площади штока, поэтому рабочая скорость движения ползуна увеличивается по сравнению с третьей ступенью в 2 раза (при обратном ходе остается такой же). Регулировкой Д1 можно бесступенчато изменять скорость рабочего хода ползуна 18 ... 36 м/мин. Распределитель Р1 соединяет кольцевую камеру КПП с напорной линией 3. Поэтому наибольшее давление рабочего хода остается таким же, как и на третьей ступени, а значит на ползуне может быть достигнуто только вдвое меньшее рабочее усилие по сравнению с третьей ступенью.

В данном станке также обеспечивается автоматическое изменение скорости ползуна для борьбы с вибрациями при обработке пазов широкими резцами. Для этого предусмотрены распределители Р2, Р3 и дроссель Д2.

Каналы 15а и 17а соединены соответственно с гидролиниями 15 и 17, в которых происходит при работе ползуна переключение давления и слива на каждый двойной ход ползуна. Для включения режима автоматического изменения скорости распределитель Р3 переключается в положение, когда канал 15а

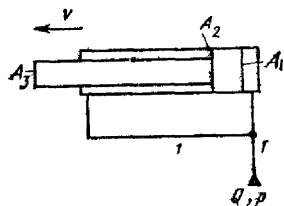


Рис 313. Схема включения цилиндра на четвертой ступени скорости движения ползуна

соединяется с каналом 28. Теперь при движении ползуна золотник распределителя $P2$ с гидравлическим управлением будет переключаться вместе с цилиндром $ЦМП$

На торцах золотника и в боковых крышках распределителя $P2$ выполнены зубья с определенным чередованием впадин различной глубины. Благодаря этому полное переключение золотника происходит не на каждый ход, а через один ход, как в механизме выдвигания стержня шариковых авто-ручек.

Соответственно, если во время одного хода ползуна проход масла через распределитель $P2$ открыт, то при следующем ходе — перекрыт, и такое чередование открытия и закрытия повторяется автоматически, пока открыт $P3$. При закрытом $P2$ скорость рабочего хода ползуна на любой ступени зависит также от степени открытия $Д1$. Если же $P2$ открыт, масло начинает проходить также в обход дросселя $Д1$ по линии 29 через $P2$ и дроссель $Д2$ в линию 10.

Скорость ползуна уменьшается на величину, определяемую открытием $Д2$, т. е. регулировкой $Д2$ можно установить требуемое автоматическое изменение скорости движения ползуна от хода к ходу и практически исключить образование волны на заготовке. При необходимости контроля давления в напорной линии 3 манометр подключают к этой линии переключением распределителя $РМ$. Для остановки ползуна в любом положении отключают электромагнит $У1$.

Гидропривод поперечно-строгальных станков незначительно отличается от рассмотренного: распределитель $РП$ переключается оператором с помощью рукоятки; отсутствует клапан $КПО$, поскольку ползун перемещается горизонтально; не предусматривается механизм автоматического изменения скорости (максимальная скорость движения ползуна 48 м/мин).

Особенности гидросхем поперечно-строгальных и долбежных станков:

используется гидромеханическое управление возвратно-ступательным движением ползуна с контролем по пути, что обеспечивает точность реверса, достаточную для обработки с ограниченным выходом резца;

регулирование скорости ползуна проводится объемно-дроссельным способом, причем объемное регулирование осуществляется ступенчато, а дроссельное — между ступенями по схеме дросселирования в ответвлении, что позволяет получить достаточно экономичный привод с широким диапазоном регулирования скорости при мощности до 7—9 кВт;

в приводах главного движения станков требуется обеспечивать большие тяговые усилия при малых скоростях движения для черновой обработки и большие скорости и малые усилия для чистовой обработки, поэтому в данной группе станков по мере увеличения скорости движения усилия сначала ограничи-

вают снижением давления (третья ступень), а затем переходом на дифференциальную схему включения цилиндра ползуна (четвертая ступень).

§ 2. ГИДРОПРИВОДЫ ПРОТЯЖНЫХ СТАНКОВ

В протяжных станках общего назначения, как горизонтальных, так и вертикальных, гидравлический привод является основным типом привода. Рассмотрим технические характеристики горизонтальных станков для внутреннего протягивания.

Гамма таких станков состоит из нескольких типоразмеров с номинальным тяговым усилием 100 ... 1000 кН и мощностью привода 10 ... 50 кВт. Станок 7534 из этой гаммы имеет номинальное тяговое усилие 250 кН, скорость рабочего хода при протягивании бесступенчато регулируется в диапазоне 1 ... 11 м/мин, скорость обратного хода до 20 м/мин, мощность привода 41 кВт.

Протягивание сопровождается резкими изменениями нагрузки на привод, связанными с входом и выходом зубьев протяжки, поэтому с помощью гидравлического привода создают большие тяговые усилия и демпфируют колебания инструмента, вызванные большими переменными нагрузками при резании. При большой мощности привода обеспечивается высокий КПД его работы.

Основными элементами гидропривода станка 7534 (рис. 3.14) являются: рабочий гидроцилиндр (ЦР), распределители $P1$ и $P2$ с электрогидравлическим управлением, предохранительные клапаны рабочего и обратного хода (КПР и КПО), регулируемый реверсивный аксиально-поршневой насос HA , двухпоточный пластинчатый насос с секциями $HP1$ и $HP2$, гидроцилиндр вспомогательной каретки (ЦВ). Гидросхема показана в исходном положении, когда протяжка 15 закреплена в патроне 14 вспомогательной каретки. Заготовка 16 — на столе 17, а шток рабочего цилиндра ЦР с патроном 18 для захвата протяжки находится в переднем положении.

Насос HA установлен в положение нулевой подачи и его выходной и входной каналы соединены между собой через гидрولينию 5, распределитель $P1$ (находится в средней позиции), линию 3 (насос работает на холостом ходу).

Секция $HP2$ поддерживает давление 1 ... 1,5 МПа в линиях 8 и 9 для питания схем управления $P1$ и HA . Это давление ограничивается настройкой клапана $KПУ$. Секция $HP1$ подает масло по линии 10 через фильтры грубой $\Phi1$ и тонкой $\Phi2$ очистки, линию 11 и распределитель $P2$ (в среднем приложении) на слив.

Итак, в исходном положении насос HA и секция $HP1$ разгружены, а секция $HP2$ поддерживает требуемое давление

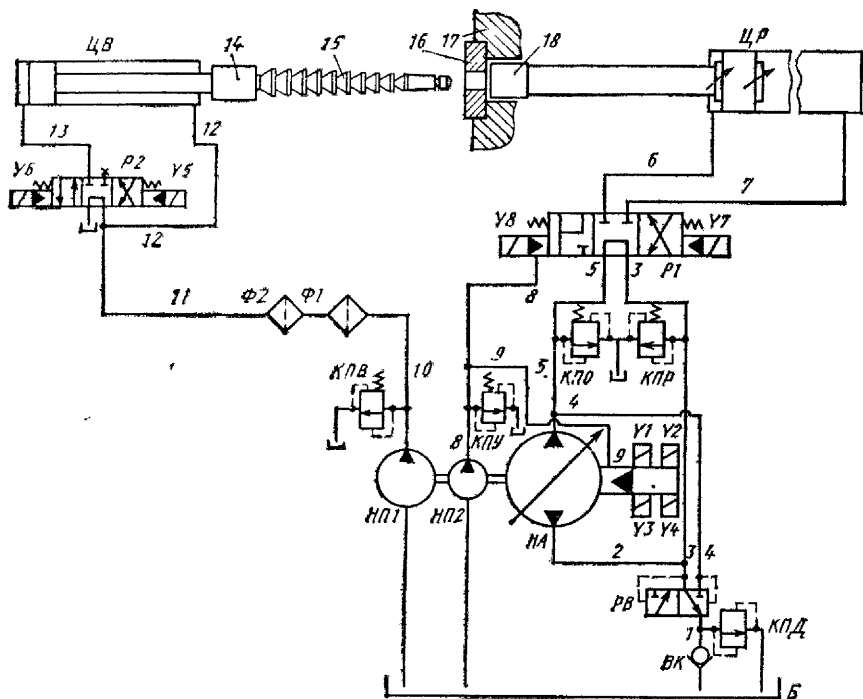


Рис 3.14. Гидросхема протяжного станка 7534

управления. Рабочий цикл начинается с включения $Y5$, распределитель $P2$ переключается влево, масло подводится под давлением в поршневую полость $ЦВ$ через линию 11 , 13 и через линию 12 — в штоковую полость этого цилиндра. Гидроцилиндр $ЦВ$ оказывается включенным по дифференциальной схеме (см. рис. 3.13), поэтому его шток движется вправо и перемещает вспомогательную каретку с патроном 14 и протяжкой 15 . Протяжка входит в предварительно обработанное отверстие заготовки 16 и передний хвостовик протяжки захватывается патроном 18 . Включаются электромагниты $Y7$ распределителя $P1$ и $Y1$ механизма управления насоса $НА$. Распределитель $P1$ переключается в левое положение (правый квадрат на условном обозначении), линия 3 соединяется с линией 6 , а линия 7 — с линией 5 .

Насос устанавливается в положение, при котором под давлением масло нагнетается в линию 2 и далее через $P1$ и линию 6 — в переднюю штоковую полость цилиндра $ЦП$. Поршень и шток цилиндра $ЦП$, патрон 18 и протяжка 15 перемещаются вправо и происходит обработка заготовки основными режущими зубьями протяжки. При этом хвостовик протяжки выходит из

патрона 14. Перед входом калибрующих зубьев протяжки отключается $Y1$ и включается $Y2$.

Направление подачи насоса HA не меняется, а величина подачи уменьшается. Соответственно уменьшается скорость и протяжка заканчивает обработку на замедленной скорости для получения требуемого качества обработки. Во время рабочего хода масло из поршневой полости $ЦР$ через линию 7, распределитель $P1$ и линию 5 частично поступает в насос HA , а остальной расход через линию 4, распределитель всасывания $PВ$ (в правом положении), линию 1 и клапан КПД сливается в бак B .

Регулировкой клапана КПД создается противодействие в поршневой полости цилиндра $ЦР$ для демпфирования колебаний от переменных нагрузок при резании. В конце рабочего хода электромагниты $Y2$ и $Y7$ выключаются, распределитель $P1$ переключается в среднее положение (насос HA работает в положении нулевой подачи).

Когда обработанную деталь снимают со станка, дается команда на включение электромагнитов $Y4$ и $Y8$. Распределитель $P2$ переключается в правое положение (левый квадрат на условном обозначении), а насос начинает подавать масло в противоположном направлении, т. е. масло под давлением нагнетается в линию 5 и через $P1$ подводится одновременно к линиям 6, 7 и соответственно в штоковую и поршневую полости цилиндра $ЦР$. Цилиндр оказывается включенным по дифференциальной схеме и шток с патроном и протяжкой перемещается влево. Происходит обратный ход протяжки со скоростью до 20 м/мин. При этом насос частично всасывает масло из бака через клапан BK .

Перед входом хвостовика протяжки в патрон 14 отключается электромагнит $Y4$ и включается $Y3$. Насос HA переключается на уменьшенную подачу и скорость движения протяжки замедляется, а ее хвостовик входит в патрон 14. Во время обратного хода насос HA всасывает масло из бака B через всасывающий клапан BK , линию 1, распределитель всасывания $PВ$, линии 3 и 2. Распределитель $PВ$ имеет гидравлическое управление и переключается автоматически давлением в линиях 4 и 3 в зависимости от направления подачи насоса. В конце обратного хода отключаются электромагниты $Y8$ и $Y3$.

Распределитель $P1$ устанавливается пружинами в среднее положение, механизм управления насоса HA переключает его в положение нулевой подачи. Кроме того, рабочие линии насоса 2, 3 и 5 соединяются между собой через $P1$. Насос HA разгружен, рабочие линии цилиндра $ЦР$ перекрыты распределителем $P1$, что соответствует остановке штока цилиндра $ЦР$. Протяжка захватывается патроном 14 и освобождается от захвата в патроне 18. Электромагнит $Y5$ отключается и включается $Y6$.

Распределитель *P2* переключается вправо, линия *13* соединяется со сливом, поршень цилиндра *ЦВ* перемещает вспомогательную каретку влево, протяжка отводится в исходное положение. При этом электромагнит *У6* отключается, распределитель *P2* устанавливается пружинами в среднее положение и насос *НП1* разгружается (линия *12* соединяется со сливом). Клапан *КПР* ограничивает давление во время протягивания (8 ... 9 МПа), клапан *КПО* ограничивает давление во время обратного хода, а клапан *КПВ* — ограничивает давление в схеме привода вспомогательной каретки.

Основные особенности гидросхем протяжных станков:

регулирование скорости рабочего и обратного хода протяжки проводится объемным способом — изменением подачи регулируемого реверсивного насоса;

демпфирование колебаний скорости движения протяжки при резких изменениях нагрузки от входа и выхода зубьев протяжки осуществляется дросселированием только части потока, вытесняемого из рабочего цилиндра, что вместе с объемным регулированием скорости позволяет получить привод с достаточно высоким КПД при мощностях до 50 кВт.

ГЛАВА IV. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ СТАНКОВ

§ 1. ГИДРОПРИВОДЫ ЗАЖИМНЫХ УСТРОЙСТВ

Зажимные устройства в станках используют для крепления деталей (патроны, тиски, приспособления) и зажима подвижных узлов после их перемещения в заданное положение. В гидроприводах устройств для крепления заготовок требуется регулировать усилие зажима в зависимости от ее жесткости и характера обработки (черновая, чистовая). Для обеспечения безопасной работы требуется надежно контролировать давление зажима и предусматривать устройства, исключающие возможность разжима при появлении неисправностей в работе гидропривода (падение давления, обрыв гибких трубопроводов и др.).

Большое значение имеет и конструкция зажимного механизма. Если зажимной механизм содержит самотормозящие передачи, то гидропривод должен обеспечивать усилие разжима больше, чем усилие зажима, поскольку зажим производится при движении деталей механизма, а разжим — когда они неподвижны. Коэффициент трения покоя выше, чем коэффициент трения движения, а силы трения в самотормозящих механизмах большие. Поэтому для разжима механизма требуется приложить усилие больше того, которое было приложено при зажиме.

В несамотормозящих механизмах (рис. 3.15) усилие разжима может быть меньше усилия зажима. Поэтому при зажиме масло под давлением из напорной линии через клапан КЗЭ, обратный клапан (КО) и распределитель (Р) подводится в поршневую полость цилиндра Ц (полость с большей рабочей площадью). В это время штоковая полость через Р соединена со сливом.

Клапан (см. рис. 2.15, в) усилия зажима с электроконтролем (КЗЭ) позволяет настраивать давление зажима регулировкой натяжения его пружины, а также выдает сигнал от замыкания или размыкания контактов встроенного конечного выключателя при достижении заданного уровня давления. Этот электрический сигнал может использоваться для блокировки других движений в станке при отсутствии давления в зажиме, световой сигнализации и т. п.

Манометр (М) служит для контроля уровня давления при настройке клапана КЗЭ и его работе. Обратный клапан (КО) выполняет роль гидрозамка. При падении давления в напорной линии или из-за нарушения в работе клапана КЗЭ ОК закрывается и не дает возможности подвижной губке тисков свободно отойти под действием разжимающих усилий.

Вследствие утечек масла по поршню в распределителе и обратном клапане тиски будут разжиматься, но этот процесс может происходить достаточно медленно и появляется время для остановки работы при поступлении сигнала об уменьшении давления зажима. Для отвода подвижной губки (разжима детали) Р переключается, давление подводится в штоковую полость цилиндра Ц, а поршневая полость соединяется со сливом.

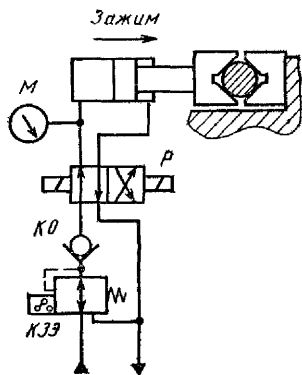


Рис. 3.15. Гидросхема зажимного несамотормозящего механизма

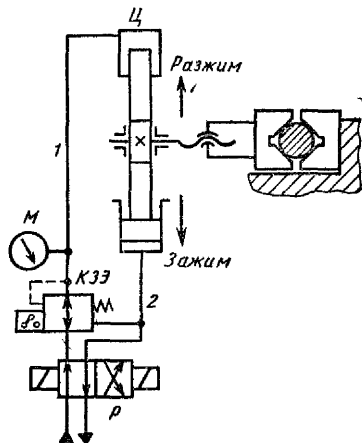


Рис. 3.16. Гидросхема зажимного механизма с самотормозящей передачей

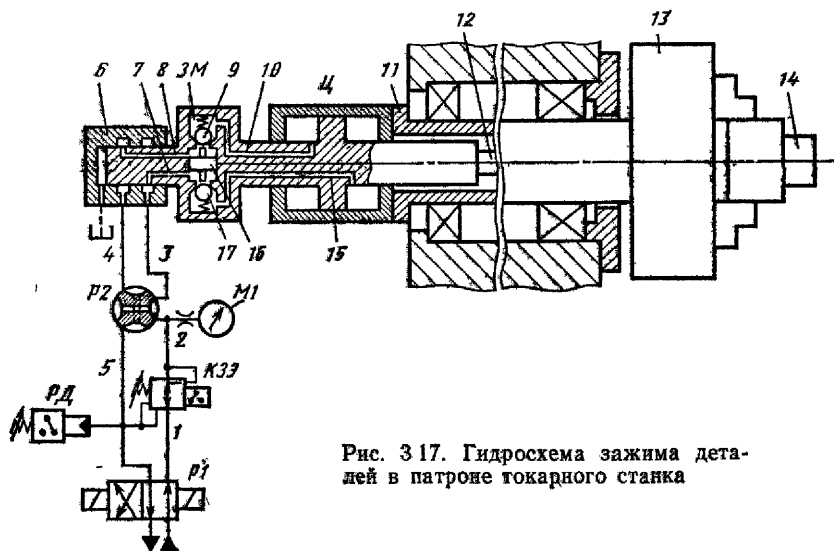


Рис. 317. Гидросхема зажима деталей в патроне токарного станка

Применение самотормозящих передач в механизме зажима обеспечивает надежное крепление заготовки. Практически может быть исключена возможность самопроизвольного разжима при падении давления. Большее усилие разжима по сравнению с усилием зажима может быть достигнуто в гидроприводе двумя способами: подводом при разжиге более высокого давления, чем при зажиме, или использованием гидроцилиндра с различными рабочими площадями в полостях зажима и разжима.

При зажиме давление подводится из напорной линии (рис. 3.16) через распределитель (P), клапан $K3Э$ в линию 1 и верхнюю полость цилиндра ($Ц$) с меньшей площадью плунжера, а линия 2 соединяется со сливом. Плунжер-рейка цилиндра $Ц$ перемещается вниз, вращает реечное колесо и винт. Гайка с подвижной губкой тисков перемещаются вправо и происходит зажим заготовки. На плунжере гидроцилиндра развивается усилие зажима $F_3 = p_3 A_1$, где p_3 — давление зажима, задаваемого клапаном $K3Э$; A_1 — площадь плунжера в полости зажима $Ц$.

Для разжима детали P переключается, масло под полным давлением из напорной линии подводится по линии 2 одновременно в нижнюю полость $Ц$ (полость разжима) и пружинную торцовую камеру клапана $K3Э$. Клапан полностью открывается и из верхней полости цилиндра масло вытесняется через линию 1, клапан и распределитель на слив.

Усилие на плунжере цилиндра при разжиге $F_p = p_n A_2$, где p_n — давление в напорной линии; A_2 — площадь плунжера в полости разжима.

В данном примере $A_2 > A_1$, а $p_n > p_3$. Поскольку КЗЭ является редукционным клапаном и может только понижать давление, $F_p > F_3$ и к самотормозящей винтовой передаче прикладывается при разжиге больший крутящий момент, чем при зажиме. В зависимости от конструкции и параметров самотормозящей передачи может оказаться достаточным изменение одного параметра: повышение давления разжиге или увеличение площади цилиндра. Встречаются также самотормозящие механизмы, в которых разжим производится с ударом для того, чтобы стронуть передачу в начальный момент.

Применение гидропривода для зажима деталей во вращающемся патроне рассмотрим на примере конструкции привода, получившего распространение в токарных полуавтоматах с ЧПУ (рис. 3.17). Заготовка 14 закрепляется в кулачковом патроне 13, установленном на шпинделе 11. На противоположном конце шпинделя размещается вращающийся гидроцилиндр (Ц) с двусторонним штоком. Правый шток связан с механизмом перемещения кулачков патрона через тягу 12. В левом штоке размещен двусторонний гидрозамок (ЗМ) и каналы для подвода масла в полость гидроцилиндра.

При зажиме заготовки по наружной поверхности масло под давлением из напорной линии через распределитель Р1, линию 1, клапан зажима с электроконтролем КЗЭ, линию 2, распределитель Р2 выбора направления зажима, линию 3, зафиксированную от вращения втулку 6, канал 7, обратный клапан 17 и канал 15 подводится в правую полость цилиндра.

Давлением в канале 7 управляющий поршень 16 гидрозамка перемещается и принудительно открывает обратный клапан 9. Поршень и шток цилиндра перемещаются влево. Масло из левой полости цилиндра через канал 10, обратный клапан 9, канал 8, втулку 6, линию 4, Р2, линию 5, Р1 вытесняется в линию слива. Происходит сведение кулачков и зажим детали. Давление зажима настраивается регулировкой КЗЭ, который и выдает в электросхему станка сигнал о достижении заданного давления.

Конструкция гидроцилиндра выполнена так, что при падении давления в линии 2 и соответственно в линиях 3 или 4 обратные клапаны ЗМ запирают выход масла из полостей гидроцилиндра и усилие зажима сохраняется в течение времени, достаточном для остановки шпинделя по команде от КЗЭ. Разжим заготовки производится переключением Р1. При этом масло под давлением подводится в линию 5 и далее через Р2, линию 4, канал 8, клапан 9, канал 10 — в левую полость цилиндра.

Из правой полости масло через клапан 17, принудительно открытый поршнем 16, Р2, КЗЭ, открытый давлением в линии 5, линию 1 и распределитель Р1 вытесняется в линию слива. В конце движения поршня и штока вправо давление

в линии 5 повышается и от реле давления (РД) в электросхеме подается соответствующий сигнал.

При обработке заготовок типа колец или фланцев требуется изменять направление движения кулачков при зажиме в зависимости от того, по какой поверхности производится зажим — наружной или внутренней. В данной схеме изменение направления движения кулачков производится при наладке станка переключением двухпозиционного кранового распределителя Р2.

Поворотом золотника распределителя можно соединить линию 2 с линией 4, а линию 5 с линией 3, и тогда при переключении Р1 в позицию зажима шток цилиндра будет двигаться вправо. Кулачки патрона при этом будут расходиться и зажимать детали по внутренней поверхности, а при разжипе — сходиться. Контроль и регулировка давления зажима и контроль давления разжипа осуществляются одинаково, независимо от выбранной позиции Р2.

В гидрофицированных устройствах для зажима подвижных узлов станка и сменных спутников, крепления инструмента в шпинделе многоинструментных сверлильно-фрезерно-расточных станков с ЧПУ и автоматической сменой инструмента, как правило, не требуется регулировка давления зажима. Часто зажим осуществляется пружинами, а гидроцилиндром — только разжим. Поэтому схемы управления такими устройствами содержат меньше гидроаппаратов, чем в случае устройств для зажима заготовок, но функциональное назначение этих аппаратов остается таким же.

§ 2. ГИДРОПРИВОДЫ УСТРОЙСТВ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СМЕНЫ ИНСТРУМЕНТОВ (АСИ)

Устройствами АСИ оснащают практически все группы станков. К этим устройствам относят инструментальные магазины (ИМ), манипуляторы, кантователи и др. Работа устройств АСИ связана определенной последовательностью движений, которая включает выбор нужного инструмента ИМ, его передачу на позицию смены, смену инструмента в шпинделе, на суппорте или в револьверной головке, возврат в ИМ снятого инструмента.

Цикл смены инструмента разбивается на переходы, совмещенные по времени с обработкой заготовки, и несовмещенные переходы. Время несовмещенных переходов в цикле работы устройств АСИ должно быть по возможности уменьшено, но и совмещенные движения при коротких операциях должны производиться достаточно быстро. Поэтому устройства АСИ должны обладать высоким быстродействием. Для гидравлического привода это означает, что при достаточно высоких скоростях движений, коротком времени разгона и торможения, должна быть обеспечена плавность работы.

Инструментальные магазины в основном бывают барабанные и цепные. Хорошо зарекомендовал себя в эксплуатации гидравлический привод магазина барабанного типа с гидромеханическим управлением торможением (рис. 3.18). В барабане 8 ИМ размещается комплект инструмента. Барабан приводится во вращение гидромотором (ГМ) через зубчатые передачи 11. Фиксация барабана в любой из позиций производится устройством, состоящим из жестко связанного с барабаном делительного диска 9 и фиксатора Φ .

Для поиска нужного инструмента включается электромагнит распределителя (Р), масло под давлением по линиям 2 и 7 подводится в штоковую полость цилиндра фиксатора. Фиксатор перемещается вправо, сжимая пружину 3, выходит из паза делительного диска и одновременно перемещает золотник 10 вправо. По мере движения золотника плавно открываются проходные сечения между левым и правым конусами на золотнике и расточками в корпусе. При этом открывается проход масла из напорной линии 1 в линию 4, а линия 5 соединяется со сливной линией 6. Гидромотор начинает вращаться и через передачи 11 вращает барабан 8.

С помощью устройства, считывающего коды гнезда или инструмента, определяются номера инструментов, проходящих мимо позиции передачи инструмента. В соответствующий момент подается команда на выключение электромагнита распределителя. Пружина переключает распределитель в исходное положение, линия 7 соединяется со сливом, фиксатор под действием пружины и усилия от давления на правый торец золотника 10 перемещается влево и упирается в наружную цилиндрическую поверхность делительного диска 9. Затем движение

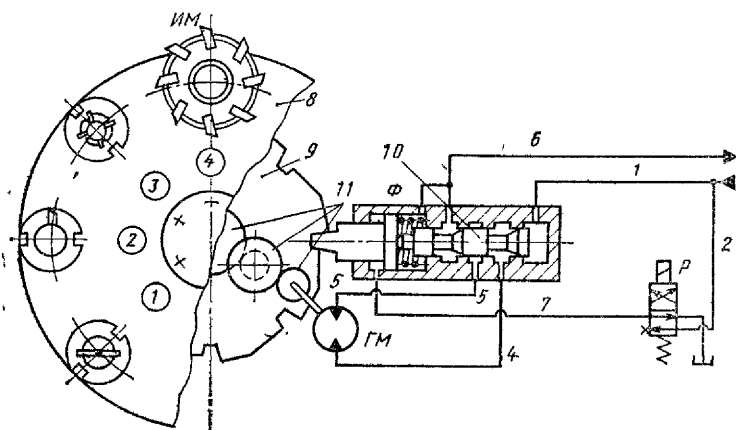


Рис. 3.18. Схема гидропривода магазина инструментов барабанного типа с гидромеханическим управлением торможением

золотника определяется профилем наклонной поверхности на диске перед соответствующим гнездом.

По мере движения влево вместе с фиксатором золотник 10 своими тормозными конусами плавно перекрывает проход масла на входе в гидромотор из линии 1 в линию 4 и на выходе из гидромотора с линии 5 в линию 6. Гидромотор затормаживается (по схеме с двойным дросселированием) на входе и на выходе одновременно. Барабан плавно замедляет вращение, а когда фиксатор входит в паз, фиксируется.

На этом примере рассматривается схема регулирования скорости с двойным дросселированием. Конструктивно двойной дроссель сложнее одинарного, поскольку требуется обеспечить связанное определенным соотношением изменение двух проходных сечений, площади которых в данном случае должны быть примерно равны, но работает такой дроссель более эффективно.

В данном случае при торможении барабана с инструментами за счет дросселирования на входе уменьшается давление в линии подвода к гидромотору (линия 4) и соответственно уменьшается движущий момент, направленный в сторону вращения. Одновременно за счет дросселирования на выходе повышается давление в линии отвода из гидромотора (линия 5) и соответственно возрастает тормозной момент, направленный против вращения. Такое одновременное уменьшение давления в линии подвода и повышение давления в линии отвода позволяет снизить в 2 раза пик давления в линии отвода, производить торможение плавно, повышать скорость вращения барабана, т. е. уменьшать время поиска инструмента.

ИМ барабанного типа применяют при числе инструментов до 30 ... 32. При дальнейшем увеличении числа инструментов размеры барабана увеличиваются настолько, что усложняется егостройка в станок, и более удобной для компоновки оказывается конструкция магазина цепного типа.

Инструменты в магазине устанавливают в гнезда, которые связаны между собой и образуют звенья цепи, либо прикреплены к звеньям стандартной цепи. В гидрофицированных ИМ цепного типа для привода цепи используется гидромотор (М), который соединяется с ведущей звездочкой цепной передачи через зубчатый редуктор (коническая зубчатая передача). При большом числе инструментов в магазине, чтобы не увеличивать время поиска инструмента, стремятся повысить скорость движения цепи. Соответственно повышаются требования к плавности торможения и разгона.

Наиболее надежную работу обеспечивает гидромеханическое управление торможением, но в варианте цепного магазина конструктивно трудно выполнить такое управление. Поэтому применяют электрогидравлическое управление торможением с использованием дросселей со ступенчатым переключением.

В данном случае на входе и выходе в реверсивный распределитель (Р) подключен дроссель с электрогидравлическим управлением ДРЭ. При выключенных электромагнитах пружина устанавливает золотник дросселя в крайнее правое положение. В этом положении регулировкой открытия дросселя обеспечивается минимальная скорость движения цепи ИМ в обе стороны при включении электромагнитов распределителя. Для получения средней скорости движения цепи включается один из ДРЭ и регулировкой открытия дросселя достигается требуемая скорость. При включении второго электромагнита золотник дросселя смещается еще дальше влево и регулировкой открытия дросселя в этом положении устанавливается требуемая наибольшая скорость движения цепи.

После такой регулировки ДРЭ управление разгоном цепи с инструментами производится выбором последовательности включения электромагнитов Р и ДРЭ. По мере движения инструментов определяется номер инструмента и за один или два инструмента не доходя до искомого, последовательно отключаются электромагниты ДРЭ. Скорость движения цепи уменьшается сначала от максимальной до средней, затем от средней до минимальной. Когда искомым инструментом на минимальной скорости подойдет к позиции смены, отключается электромагнит Р и производится фиксация цепи.

Чтобы фиксатор мог ориентировать цепь, полости гидромотора в среднем положении распределителя Р соединяются между собой и со сливом (распределитель с открытым сливом и закрытым центром). Выбором скоростей в каждой из ступеней и положений по пути движения инструмента, в которых даются команды на переключение скоростей, можно обеспечить достаточную плавность и точность остановки без лишних потерь времени. Вместо ступенчато переключаемого дросселя можно использовать для управления скоростью цепи дроссель с пропорциональным электрогидравлическим управлением.

Манипулятор (автооператор) осуществляет передачу инструмента из магазина в шпиндель или на другую рабочую позицию (суппорт, револьверную головку) и обратно. При смене инструмента в шпиндель сверлильно-фрезерно-расточного станка шпиндельная бабка 1 (рис. 3 19) выходит на позицию смены. Манипулятор 3 перемещается в сторону шпинделя и свободный захват руки 4 входит в канавку на поверхности вспомогательной оправки 2, которая, с одной стороны, несет на себе инструмент, а, с другой, имеет посадочный конус с хвостовиком. По поверхности конуса оправка с инструментом базируется, а за хвостовик зажимается в шпинделе.

После захвата оправки производится ее разжим в шпинделе, рука выдвигается (вдоль оси поворота) и вынимает оправку с инструментом из посадочного отверстия шпинделя. Затем рука поворачивается на 180° и втягивается вдоль оси.

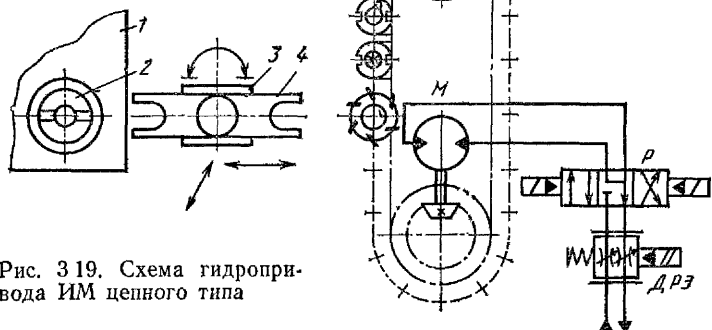


Рис. 3.19. Схема гидропривода ИМ цепного типа

Новый инструмент вводится в шпиндель, зажимается, а манипулятор перемещается в исходное (промежуточное) положение между позицией обмена инструментом со шпинделем и позицией обмена инструментом с ИМ. Производится поиск свободного гнезда для установки снятого инструмента, выдвижение руки, перемещение манипулятора к ИМ, установка снятого инструмента в гнездо магазина, отвод манипулятора в исходное положение, поиск следующего инструмента, передача его в аналогичной последовательности в захват и перемещение манипулятора в исходную позицию, что соответствует готовности к следующей смене инструмента в шпинделе.

Обмен инструментом между шпинделем и манипулятором требует перерыва в обработке, поэтому время обмена, включая время выхода шпиндельной бабки в позицию смены, является несовместимым и эту часть цикла смены стремятся выполнить за возможно короткое время. Остальные движения манипулятора и ИМ происходят во время обработки заготовки (совмещенное время), но следующий инструмент должен быть подготовлен для смены ко времени окончания работы предыдущего инструмента. Плавность торможения в конце каждого из движений манипулятора может достигаться тормозными устройствами, встроенными в гидроцилиндры, или выполненными в виде отдельных аппаратов (осевых дросселей).

Рассмотрим гидросхему управления манипулятором и устройством разжима инструмента многоинструментального сверлильно-фрезерно-расточного станка с ЧПУ ИР-500МФ4 (рис. 3.20). Гидроцилиндры выдвижения руки (ЦВР), поворота руки (ЦПР) и перемещения манипулятора (ЦПМ) оборудованы встроенными тормозными устройствами. Схемы управления каждым из этих гидроцилиндров включают двухпозиционные распределители Р1 ... Р3 с электроуправлением,

дрессели с обратными клапанами ДР1 ... ДР3, включенные в рабочие гидролинии цилиндров, редуционные клапаны КР1 ... КР3 на входе в распределители.

В этой схеме имеются гидроаппараты модульного исполнения: дроссели и редуционные клапаны. Расположение изображений и гидролиний на схеме отражает особенности конструкции этих аппаратов. На двух параллельных присоединительных плоскостях аппаратов модульного исполнения рабочие каналы расположены так, что при сложении аппаратов столбиком одноименные каналы совпадают.

В данном случае таких каналов четыре: подвод P , слив T , рабочие линии гидроцилиндров A и B . Расположение этих каналов совпадает также со стандартными распределителями, поэтому аппараты схемы управления одним гидроцилиндром складываются «по вертикали», причем верхним аппаратом является распределитель.

Вертикальный набор для каждого из цилиндров манипулятора состоит из редуционного клапана 2 типа КРМ, дросселей с обратными клапанами 3 типа ДКМ и распределителя 4 типа В. Эти вертикальные наборы устанавливаются на единой плите 1 и вместе с ней образуют блок управления. Редуционные клапаны позволяют настраивать требуемое давление, а дроссели — скорости движения для каждого из гидроцилиндров независимо от других.

На схеме также показан цилиндр разжима инструмента в шпинделе (ЦРИ) с управляющим распределителем Р4. Зажим инструмента производится усилием пружин, а гидроцилиндром производится только разжим во время смены инструмента. В схеме управления этим цилиндром не требуются

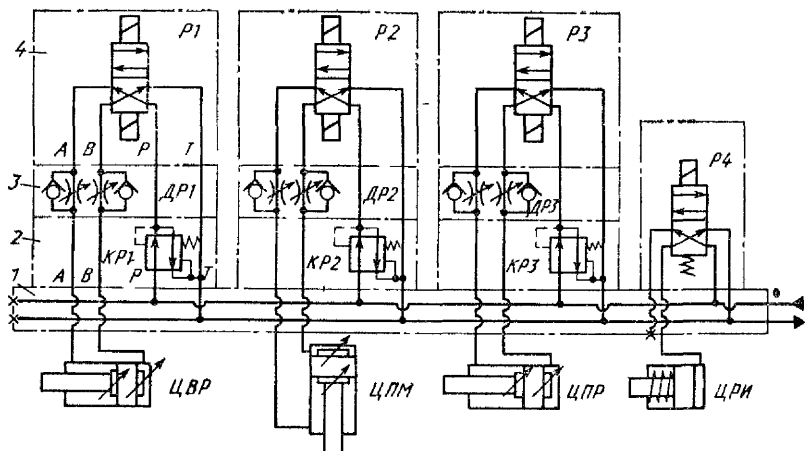


Рис. 3.20. Гидросхема управления манипулятором и устройством разжима инструмента

какие-либо аппараты, кроме распределителя, поэтому этот «вертикальный столбик» состоит из одного аппарата. Но он имеет те же присоединительные размеры и занимает одну из позиций на плите 1.

Гидроаппаратура объединена в единый четырехместный блок управления. Имеются исполнения унифицированных блоков управления на один, два и более (до восьми) гидродвигателей с различными наборами аппаратов для управления каждым из них.

§ 3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ УРАВНОВЕШИВАНИЯ УЗЛОВ В СТАНКАХ

В станках имеются узлы, которые перемещаются по направляющим, расположенным вертикально или под некоторым углом. К ним относят шпиндельные бабки сверлильно-фрезерно-расточных станков, поперечные суппорты токарных станков с наклонным или вертикальным расположением суппорта и др. Действующие на эти узлы силы тяжести создают одностороннюю нагрузку на привод, которая иногда соизмерима с силами резания. При перемещении вверх привод должен преодолевать силу тяжести и, если она не уравновешена, затрачивать большую мощность.

Для решения такой задачи в станках традиционно применяли уравнивание контргрузами. В этом случае (рис. 3.21, а) контргруз 1 располагается внутри стойки (станины) станка и соединяется с подвижным узлом, например шпиндельной бабкой 6, через цепь или трос 2, которые огибают

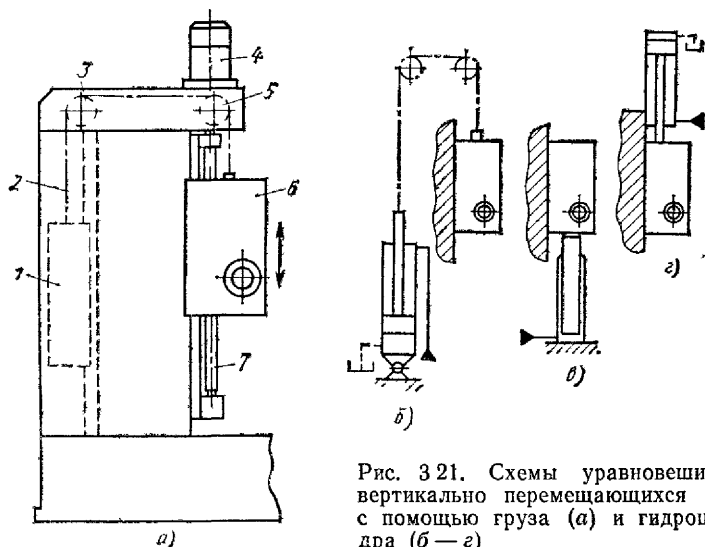


Рис. 3.21. Схемы уравнивания вертикально перемещающихся узлов с помощью груза (а) и гидроцилиндра (б—в)

ролики 3 и 5. Если масса контргруза равна массе подвижного узла, то действие сил тяжести на ходовой винт 7 взаимно уравновешено.

При перемещении подвижного узла 6 приводной электродвигатель 4 и винтовая передача нагружены только силами трения и силами резания (примерно одинаково при движении в обе стороны). Недостатком такого способа уравнивания является увеличение массы станка, а главное — в 2 раза увеличивается масса подвижных частей, которые должен разгонять и тормозить привод.

В станках с ЧПУ скорости быстрых перемещений возросли до 10 ... 12 м/мин, а время разгона и торможения исчисляется десятными долями секунды. Поэтому инерционные нагрузки на привод приобретают большое значение. Стремление уменьшить металлоемкость станков и инерционные нагрузки привело к использованию гидравлических цилиндров для уравнивания подвижных узлов станков. Усилие от гидроцилиндра на подвижный узел может передаваться через цепную передачу или трос (рис. 3.21, б), либо напрямую снизу (рис. 3.21, в) или сверху (рис. 3.21, г).

Целесообразность применения каждого из способов определяется из конструктивных соображений при проектировании станка. Для управления гидроприводом каждым из способов в одну из полостей гидроцилиндра нужно подводить масло под давлением, достаточным для уравнивания. Причем это давление должно поддерживаться как при движении вверх, когда масло поступает в цилиндр, так и при движении вниз, когда масло из цилиндра вытесняется.

Для станков малых и средних размеров применяют схему управления давлением в гидроцилиндре уравнивания с помощью комбинированных клапанов типа ПГ57-6 (рис. 2.15, б). Клапаны сочетают в себе свойства редуционного и переливного клапанов.

При движении подвижного узла (ПУ) вверх (рис. 3.22) масло под давлением из напорной линии 1 подводится через комбинированный редуционный переливной клапан (КРП) в линию 2 и гидроцилиндр уравнивания (ЦУ). Клапан работает в режиме редуционного клапана и понижает давление в линии 2 по сравнению с давлением в линии 1 до требуемой величины, которая контролируется по манометру (МН) и настраивается регулировкой пружины клапана.

При остановке узла клапан продолжает работать в режиме редуционного.

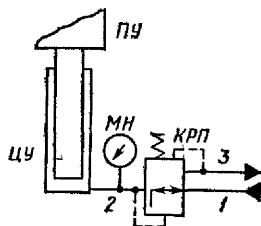


Рис. 3.22. Схема управления давлением в гидроцилиндре уравнивания с помощью комбинированного клапана типа ПГ57-6

Во время движения узла вниз масло из гидроцилиндра по линии 2 вытесняется через клапан в линию слива 3, а подвод из линии 1 перекрывается. Клапан работает в режиме переливного и поддерживает в ЦУ давление, заданное настройкой. Конструкция клапана обеспечивает незначительное изменение давления при изменении скорости и направления движения узла.

Гидравлическое уравнивание находит широкое применение в станках с ЧПУ различных размеров. Однако с увеличением мощности привода уравнивания потери на дросселирование в схемах с клапанами ПГ57-6 и соответственно нагрев масла становятся значительными. Поэтому в тяжелых станках используют более сложные схемы управления уравнивающими цилиндрами с использованием гидравлических аккумуляторов большой емкости.

Функции гидропривода при выполнении вспомогательных движений в станках непрерывно расширяются. Так, в приводах главного движения токарных станков с ЧПУ гидропривод применяют для автоматического регулирования натяжения ременных передач и переключения диапазонов скоростей в шпиндельной бабке. В сверлильно-фрезерно-расточных станочных модулях гидропривод используют для перемещения и зажима спутников с заготовками, в механизмах перемещения измерительных щуповых головок, фиксации корпусов расточных головок с поднастройкой размера инструмента и др.

ГЛАВА V. СЛЕДЯЩИЕ ПРИВОДЫ

§ 1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ СЛЕДЯЩЕГО ГИДРОПРИВОДА. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ КОПИРОВАЛЬНЫХ СТАНКОВ

В разд. 2 рассмотрены дросселирующие распределители — гидравлические аппараты, позволяющие управлять направлением и скоростью движения выходного звена в гидродвигателях. Изменение направления движения рабочих органов производится за счет переключения потоков масла в рабочих линиях гидродвигателя, а регулирование скорости движения осуществляется за счет одновременного дросселирования потока масла, поступающего в двигатель, и потока, вытесняемого из него, т. е. по схеме с двойным дросселированием на входе и выходе одновременно.

Рассмотрим работу дросселирующего распределителя с механическим управлением. При этом расположим дросселирующий распределитель РДР отдельно от рабочего органа (РО) станка (рис. 3.23). Будем считать, что этот распределитель выполнен с нулевыми перекрытиями рабочих щелей, поэтому

при среднем (нейтральном) положении золотника 1 относительно корпуса 2 проход масла из канала подвода P в каналы A и B , а из них в канал слива T — перекрыт. В то же время малейшим смещением золотника относительно корпуса можно направлять и регулировать потоки масла между каналами распределителя.

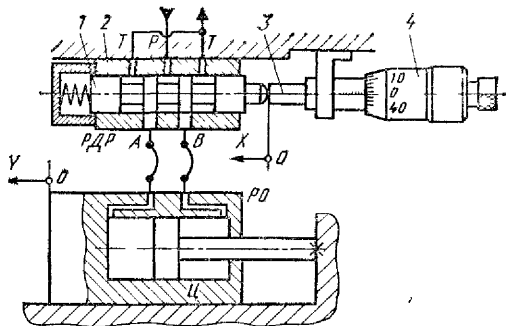


Рис. 3.23 Схема работы дросселирующего распределителя с механическим управлением

Для перемещения золотника воспользуемся микрометрической головкой, расположив ее так, чтобы золотник был поджат пружиной к измерительному стержню 3. Вращением барабана 4 можно установить золотник в среднее положение, когда все потоки теоретически перекрыты и PO неподвижен. Это положение конца измерительного стержня примем за нулевое для отсчета смещения X золотника РДР.

Повернем барабан 4 так, чтобы золотник сместился влево из среднего положения (рис. 3.24, б) в направлении оси X на величину h (рис. 3.24, а). Масло из напорной линии через канал P и образовавшуюся рабочую щель на входе гидроаппарата будет проходить в канал A и в поршневую полость цилиндра ($Ц$), встроенного в PO станка.

Штоковая полость $Ц$ через канал B и рабочую щель на выходе гидроаппарата соединится со сливным каналом T (PO начнет перемещаться влево). Поскольку корпус 2 РДР неподвижен, соединение каналов A и B с соответствующими каналами в корпусе цилиндра выполнено с помощью гибких трубопроводов. Ширина рабочих щелей в РДР, измеренная параллельно оси золотника, называется **открытием золотника**. В данном случае величина открытия в обоих окнах одинакова и равна смещению золотника $h = x$.

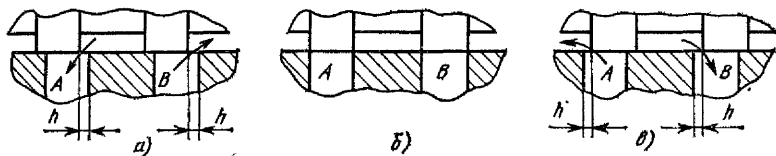


Рис. 3.24. Различные положения золотника относительно неподвижного корпуса дросселирующего распределителя

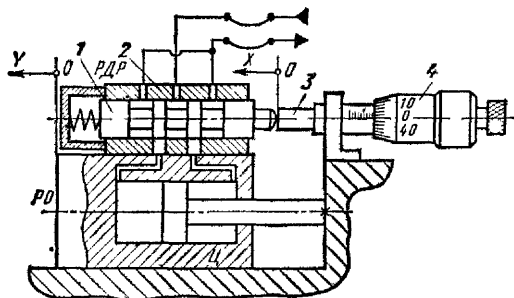


Рис. 3 25. Схема работы следящего привода

Скорость движения РО зависит от перепада давлений на рабочих щелях и величины открытия щелей. Поворачивая барабан 4, можно менять величину открытия золотника и соответственно менять скорость движения РО. Если теперь перемещать золотник вправо (в сторону нулевого положения), то сначала скорость движения РО будет уменьшаться и строго в нулевом положении золотника РО остановится.

При дальнейшем смещении золотника откроются рабочие щели для прохода масла из напорной линии в канал В и из канала А в линию слива (рис. 3.24, в). РО начнет перемещаться вправо. Если смещение золотника вправо от нулевого положения будет равно h , то такой же величины будет открытие золотника в его рабочих щелях, которые как и при движении золотника влево играют роль двух дросселей, одновременно осуществляющих дросселирование масла на входе и выходе.

Итак, в данном варианте расположения и связи между собой РДР и РО (см. рис. 3.23) от направления и величины смещения золотника x зависят направление и скорость движения РО. В то же время положение РО по координате y при одном и том же положении золотника может быть различным.

Теперь, ничего не меняя в схеме, перенесем РДР с неподвижного основания на РО (рис. 3.25). Установим стержень 3 в то же нулевое положение и проанализируем, что же будет происходить с РО. Если, например, РО вместе с корпусом 2 смещен вправо относительно золотника 1, то масло под давлением подводится в канал А и поршневую полость цилиндра (см. рис. 3.24, а), а штоковая полость через канал В соединяется со сливом. Это значит, что на РО действует сила от цилиндра, направленная влево, которая будет перемещать РО до тех пор, пока потоки масла не будут перекрыты. Это произойдет, когда золотник 1 будет занимать среднее положение относительно корпуса 2 (см. рис. 3 24, б). Но золотник поджимается пружиной к неподвижному в данном случае упору, поэтому перемещаться должен корпус, а значит и весь РО.

Представим, что РО вместе с корпусом 2 по какой-либо причине пройдет это среднее положение. Тогда корпус 2 окажется смещенным относительно золотника 1 влево, масло под давлением будет подводиться в штоковую полость цилиндра, а из поршневой полости отводиться в слив. Сила от гидроци-

линдра будет перемещать РО и корпус вправо. Поэтому и в этом случае РО займет то же самое положение, которое соответствует среднему положению золотника относительно корпуса. Получается, что в данном случае РО как бы сам стремится занять заданное положение. После чего РО не только остается неподвижным, но даже будучи смещенным из этого положения опять стремится в него вернуться.

Теперь будем вращать барабан 4 и смещать через стержень 3 золотник 1 (менять x); РО должен всякий раз перемещаться как бы вслед за золотником и останавливаться, когда прекращается вращение барабана, т. е. останавливается золотник. Причем новое положение РО (координата y) будет в точности соответствовать новому положению золотника (координата x). За это свойство «следовать» за движением золотника подобные приводы получили название **следящих**.

Следящим приводом называют автоматический привод, в котором выходная величина y воспроизводит изменение входной величины x . При этом привод реагирует на рассогласование между входной и выходной величинами. Графически гидравлический следящий привод вместе с РО можно представить в виде структурной схемы (рис. 3.26).

Задающее устройство сообщает приводу программу для воспроизведения (отработки) в виде управляющего входного сигнала x , который называют также входной величиной или просто «входом». В нашем примере (см. рис. 3.25) задающим устройством служит микрометрическая головка, с помощью которой на привод подается входная величина в виде смещения X золотника.

Рабочий орган — это узел станка, которому от гидродвигателя сообщаются перемещения, воспроизводящие программу, вводимую задающим устройством. Фактические перемещения РО называют выходной величиной Y или просто «выходом». Следящие гидравлические приводы относят к замкнутым приводам, в которых производится сравнение фактически отработанного перемещения РО с заданным (выхода привода со входом).

Сравнивающее устройство воспринимает программу от задающего устройства, сопоставляет ее с фактически выполненной программой и выдает сигнал рассогласования между ними. Цепь управления, которая служит для измерения результата действия следящего привода (фактического перемещения РО)

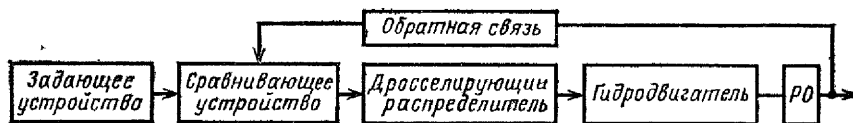


Рис. 3.26. Структурная схема гидравлического следящего привода

и осуществления связи между РО и сравнивающим устройством, называется обратной связью по отработке или просто **обратной связью**. Именно обратная связь делает следящий привод замкнутым.

В рассмотренном примере привод имеет жесткую обратную связь, которая достигается закреплением корпуса распределителя на РО, а сравнивающим устройством является механическая пара золотник — корпус. Положение золотника — входная величина, положение корпуса — выходная величина, а результат сравнения величин входа и выхода получается в виде смещения золотника относительно корпуса (открытия рабочих щелей в дросселирующем распределителе).

Сигнал рассогласования из сравнивающего устройства в соответствии со структурной схемой передается дросселирующему распределителю. В нашем примере эта передача осуществляется за счет того, что корпус и золотник сравнивающего устройства являются одновременно деталями гидрораспределителя. Для этого в корпусе выполнены соответствующие каналы и расточки для прохода масла, а на золотнике — проточки. Размеры и расположение этих конструктивных элементов корпуса и золотника согласованы между собой с требуемой точностью.

Рассмотрим теперь работу следящего привода (см. рис. 3.25) при изменении входной величины (входного сигнала) с постоянной скоростью. Это означает, что золотник 1 перемещается с постоянной скоростью в какую-либо сторону (например в направлении оси X). Это изменение входного сигнала можно записать как $x = v_x t$, где $v_x = \text{const}$ — скорость равномерного движения золотника.

Если считать, что действующие на привод нагрузки остаются одинаковыми на пути движения РО, то естественно предположить, что РО будет двигаться вслед за золотником с такой же скоростью, но с некоторым отставанием по пути. Действительно, чтобы РО двигался, должны открыться рабочие щели в распределителе, а для этого золотник должен сдвинуться относительно среднего положения в корпусе (см. рис. 3.24, а), т. е. корпус 2 и РО должны перемещаться с отставанием по отношению к перемещению золотника.

Предположим, что РО движется быстрее золотника. Тогда открытие h рабочих щелей и соответственно расход масла в полости гидроцилиндра и скорость движения РО будет уменьшаться. Если же РО будет двигаться медленнее золотника, то открытие рабочих щелей и расход масла будет увеличиваться, а значит увеличится и скорость движения РО.

Таким образом, предположение о том, что РО будет двигаться со скоростью движения золотника, но с некоторым отставанием, подтвердилось. Этот вывод можно записать так: $v_y = v_x$, где v_y — скорость движения РО. Отставание по пути является рассогласованием между входной и выходной вели-

чинами, которое характеризует погрешность воспроизведения следящего привода или, как говорят, **погрешность слежения**. Погрешность слежения, зависящая от скорости, на которой проводится слежение, называют **скоростной погрешностью**.

Если золотник 1 будет двигаться с постоянной скоростью, но в противоположном направлении, то аналогично можно убедиться, что РО и в этом случае будет двигаться вслед за золотником с такой же скоростью, но с некоторым отставанием, которое и является скоростной погрешностью. Скоростная погрешность увеличивается с возрастанием скорости слежения и наоборот. Если обозначить скоростную погрешность Δ_v , то можно записать $\Delta_v = f(v)$. Если погрешность пропорциональна скорости слежения, то $\Delta_v \sim v$.

Пусть программа работы следящего привода задана в виде перемещения из нулевого положения на заданное расстояние Y_n с заданной скоростью v_n . В приводе для выполнения такой программы управляющий входной сигнал x — перемещение золотника — будет меняться во времени от 0 до x_n , равного заданному перемещению (рис. 3.27, а) с заданной скоростью v_n (рис. 3.27, б).

При таком входном сигнале перемещение РО можно разбить на три фазы. На отрезке времени от 0 до t_1 происходит разгон РО, его скорость изменяется от 0 до заданного значения v_n , а рассогласование между выходом и входом (отставание РО от золотника по пути) достигает Δ_v . От момента t_1 до t_2 золотник и РО движутся равномерно с одинаковой скоростью v_n и с постоянной величиной рассогласования. В момент t_2 золотник заканчивает движение, пройдя заданный путь, и с этого момента скорость золотника становится равной нулю.

РО в этот момент еще не дошел до конца на величину Δ_v и продолжает двигаться. По мере его движения уменьшается величина рассогласования, открытие рабочих щелей в распределителе, расход масла, и соответственно скорость движения РО. Поэтому на отрезке времени от t_2 до t_3 происходит замедление и остановка РО.

Разгон и торможение РО относят к **переходным процессам**, а движение с постоянной скоростью в промежутке от t_1 до t_2 называют **установившимся движением**.

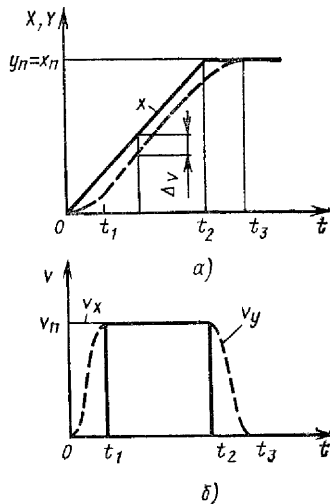


Рис. 3.27. Изменение заданного перемещения x золотника, фактического перемещения Y РО и скоростей v_x и v_y от времени t

Рассмотренные особенности характеризуют следящий привод как бы с кинематической точки зрения, т. е. показывают как он обрабатывает заданную программу перемещений. Рассмотрим следящий привод со стороны силовых и энергетических показателей. Для перемещения золотника достаточно прикладывать усилия, измеряемые от нескольких ньютонов до нескольких десятков ньютонов, а на РО со стороны привода в станке могут действовать усилия в десятки и сотни килоньютонов, т. е. усилие на выходе может в 1000 и более раз превышать усилие на входе. Мощность — это произведение усилия на скорость, а поскольку скорости установившегося движения на входе и выходе одинаковы, значит и мощность на выходе во столько же раз превышает мощность на входе.

Откуда берется эта энергия? Тут нужно правильно понимать, что мощность на входе не используется для совершения перемещения РО. Она расходуется только на управление подводом гидравлической энергии, которую насосный агрегат сообщает создаваемому потоку масла за счет трансформации электрической энергии, получаемой им от сети. Следящий гидропривод представляет собой гидравлический усилитель (мощности, усилия или крутящего момента), и как к любому усилителю к нему подводится энергия для выполнения полезной работы и управляющее воздействие, которое определяет, как правильно расходовать эту энергию, чтобы совершить полезную работу.

Конечно, привод, который позволяет совершать точные перемещения от маломощных сигналов управления и преодолевать большие нагрузки, нашел широкое применение в технике. Внедрение следящего гидропривода в станках началось с его использования для решения задач обработки деталей по образцу или шаблону. Такой метод обработки получил название копирования, а станки с использованием следящего гидропривода стали называть гидрокопировальными станками.

В токарном гидрокопировальном станке с **однокоординатным следящим приводом** (рис. 3.28, а) продольные салазки 5 перемещаются по направляющим станины 4 от электрического или гидравлического привода (не показан). Поперечный копировальный суппорт 6 перемещается по направляющим продольных салазок, которые располагаются под углом β к оси вращения заготовки 9 (оси шпинделя станка). Угол β составляет 45 или 60°.

На копировальном суппорте установлен резцедержатель 7 с закрепленным резцом 8. Шаблон 1 устанавливается на станине, т. е. неподвижен. Перемещение копировального суппорта 6 осуществляется гидравлическим следящим приводом, аналогичным рассмотренному на рис. 3.25.

Управляющее воздействие на золотник дросселирующего распределителя РДР производится через шуп 2, поджатый пруж-

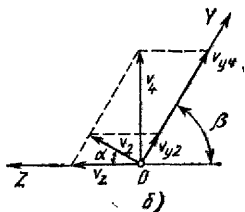
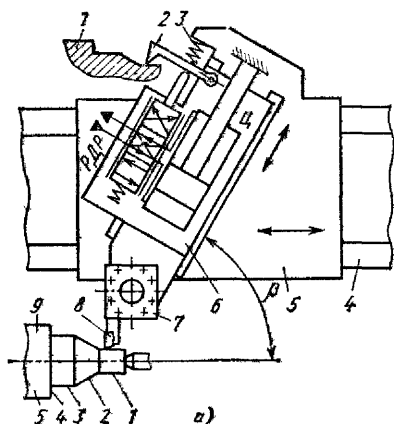


Рис. 3.28. Схема работы гидроконтролируемого суппорта с однокоординатным приводом

жиной 3, более сильной, чем пружина золотника. При обработке продольные салазки 5 перемещаются влево с постоянной скоростью v_z , которую называют задающей подачей. Наконечник шупа 2 поджимается к шаблону 1 и перемещается по контуру шаблона. Ось поворота шупа закреплена на копировальном суппорте и при движении наконечника по шаблону в поперечном направлении шуп поворачивается вокруг оси в ту или другую сторону и перемещает золотник распределителя РДР. Суппорт 6 перемещается в следящем режиме и обрабатывает заданные перемещения.

В результате сложения продольного и поперечного движений вершина резца 8 воспроизводит движение наконечника шупа 2 и на заготовке обрабатываются поверхности 1...5, обозначенные на рис. 3.28, и повторяющие в продольном сечении контур шаблона. При обработке цилиндрических участков 1, 3 и 5 наконечник шупа, а значит и резец, не перемещаются в поперечном направлении. Поэтому подача v резца вдоль обрабатываемой поверхности (по касательной к профилю) будет равна скорости задающей подачи $v_1 = v_3 = v_5 = v_z$.

На наклонном участке 2 наконечник шупа будет отжиматься и копировальный суппорт 6 будет перемещаться по наклонным направляющим вверх со скоростью v_{y2} . В результате сложения v_z и v_{y2} (рис. 3.28, б) по правилу параллелограмма должна получиться скорость v_2 , направленная под углом α к оси вращения заготовки.

Зная v_z и направления v_y и v_z , можно найти скорость подачи вдоль обрабатываемой поверхности v_2 и скорость движения на выходе следящего привода v_{y2} . На участке 4 (при подрезке торца) скорость v_4 направлена перпендикулярно к оси вращения заготовки, для этого следящий привод должен обеспечивать перемещение копировального суппорта вверх на этом участке со скоростью v_{y4} .

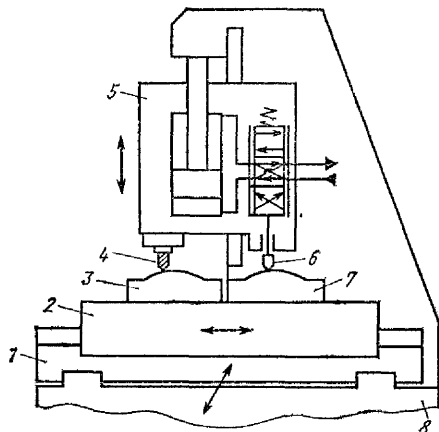


Рис 3 29. Схема однокоординатного следящего гидропривода копировально-фрезерного станка

оси вращения детали) невозможно, поскольку при $\beta \rightarrow 90^\circ$ $v \rightarrow \infty$ при любой постоянной v_z .

Этим объясняется наклонное расположение копировального суппорта, которое ограничивает возможности обработки на спадающих участках профиля заготовки. Поэтому наряду с простыми системами с постоянной задающей подачей в токарных гидрокопировальных станках нашли применение более сложные системы с зависимой задающей подачей. В них задающая подача автоматически снижается при увеличении следящей подачи и наоборот, а скорость результирующей подачи при этом можно поддерживать постоянной.

При использовании однокоординатного следящего гидравлического привода в копировально-фрезерном станке (рис. 3.29) следящее движение выполняет шпиндельная бабка 5 с фрезой 4. Заготовку 3 и шаблон (копир) 7 закрепляют на столе 2, который перемещается в продольном направлении со скоростью задающей подачи по направляющим салазок 1. Шпиндельная бабка отслеживает вертикальное перемещение наконечника щупа 6 и фреза повторяет на заготовке профиль шаблона в данном продольном сечении.

После окончания рабочего хода салазки 1 смещаются в поперечном направлении по направляющим основания 8 на небольшую величину, затем включается обратное движение стола и обрабатывается профиль в соседнем продольном сечении. При такой обработке пространственная фигура разбивается на ряд плоских сечений, которые обрабатывают последовательно.

В станках фрезерной группы применяют также более сложные двухкоординатные следящие приводы, в которых обеспечивается перемещение РО в следящем режиме одновременно по

Скорость подачи резца вдоль обрабатываемой поверхности называют также результирующей подачей. Скорость результирующей подачи v для данного привода

$$v = v_z \sin \beta / \sin (\alpha + \beta).$$

При обработке прямых торцов ($\alpha = 90^\circ$) это соотношение принимает вид $v = v_z \operatorname{tg} \beta$. Из этой формулы видно, что в копировальных станках с постоянной задающей подачей прямое расположение копировального суппорта (перпендикулярно

двум координатам, причем управление осуществляется от одного шупа. При рассмотрении работы следящего привода мы установили, что с увеличением скорости слежения увеличивается скоростная погрешность. Для преодоления нагрузок, действующих на РО, нужно создать перепад давлений в полостях гидродвигателя, т. е. также дополнительно сдвигать золотник относительно корпуса, что создаст дополнительную погрешность при слежении. В копировальных станках погрешность слежения может привести к отклонению профиля обработанной детали от профиля шаблона, т. е. к погрешности копирования.

Для повышения точности обработки желателно повышать чувствительность привода, которая характеризуется изменением скорости v на единицу погрешности Δ , называемым коэффициентом усиления привода по скорости K_v , и изменением усилия R на РО на единицу погрешности, называемым коэффициентом усиления привода по нагрузке K_R . При линейной зависимости $K_v = v/\Delta$ [1/с] и $K_R = R/\Delta$ [Н/мм].

Однако увеличение чувствительности привода приводит к тому, что выходное его звено вместе с РО начинает перебегать положение равновесия и совершать колебания около этого положения, которые могут превратиться в незатухающие колебания с увеличивающейся амплитудой. Такой привод называют неустойчивым. Обработка на станке при потере приводом устойчивости становится невозможной, поэтому расчет привода ведут, исходя из требуемой точности обработки, но с обязательным выполнением условий устойчивости систем.

В рассмотренных примерах использовался дросселирующий распределитель с золотником, имеющим четыре рабочие кромки. В копировальных станках применяют также гидравлические приводы с двух- и однокромочным золотником. В связи с широким внедрением станков с ЧПУ число выпускаемых копировальных станков сокращается, но и в настоящее время эти надежные и высокопроизводительные станки с успехом применяют в металлообработке.

§ 2. ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ (ЭГП)

Под ЭГП понимают гидравлический привод, в котором управление осуществляется электрическими средствами мощностью от долей до десятков ватт. Обязательным признаком ЭГП является наличие дросселирующего распределителя с электрическим или электрогидравлическим управлением (см. рис. 2.22, в).

Рассмотрим конструкцию дросселирующего распределителя типа Г68-1, который является как бы представителем дросселирующих распределителей с электрогидравлическим управлением с мощностью управления до 1 Вт (рис. 3.30). Электрические

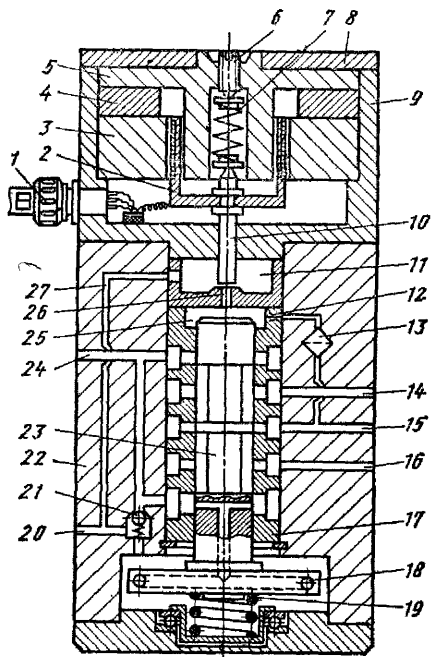


Рис 330. Дросселирующий распределитель типа Г68-1 с электрогидравлическим управлением

сигналы управления через штепсельный разъем 1 и провода подводятся к обмотке катушки 2, которая входит в кольцевой зазор между кольцом 3 и сердечником 5

Между торцами этих деталей расположен постоянный магнит 4. Кольцо 3 и сердечник 5 выполнены из стали с малым содержанием углерода и образуют магнитопровод, поэтому в кольцевом зазоре между ними возникает однородное магнитное поле. При протекании тока управления по обмотке катушки магнитное поле постоянного магнита взаимодействует с магнитным полем проводников обмотки и на катушку действует усилие, направленное вдоль оси.

Величина и направление этого усилия зависят от величины и направления тока в катушке, т. е. от величины и знака сигнала управления. Катушка 2, установленная на стержне-игле 10, может перемещаться только вместе с иглой вдоль оси. Перечисленные детали размещены в корпусе 9 с крышкой 8, которые выполнены из немагнитного материала и все вместе образуют электрогидравлический преобразователь (ЭМП) магнитоэлектрического типа.

Игла 10 дополнительно нагружена усилием пружины 7, которое может регулироваться винтом 6. ЭМП прикреплен к корпусу 22, в расточке которого запрессована гильза 17, а в ней перемещается золотник 23. Диаметральные и осевые размеры рабочих кромок золотника и втулки выполнены с высокой точностью и эти детали образуют «следящую пару».

На нижнем конце золотника установлена турбинка 18. Золотник поджимается жесткой пружиной 19, которая опирается на упорный подшипник и может вращаться вместе с золотником. Верхний конец золотника входит в камеру 25.

Поток управления отводится от канала подвода основного потока 15 через фильтр 13 и постоянное дроссельное сопротивление 12 в камеру 25. Затем выходит из нее через калиброванное отверстие — сопло 26, отжимает иглу 10 и через камеру 11

и канал 27 попадает в канал слива 20. Игла 10 и сопло 26 образуют клапан, который изменяет давление управления в камере 25 в зависимости от усилий, действующих на иглу 10 со стороны пружины 7 и катушки 2. В зависимости от давления управления меняется сила, действующая на верхний торец золотника 23, и направленная против усилия пружины 19.

При отсутствии сигнала управления на катушке, винтом 6 регулируется среднее давление управления в камере 25, при котором золотник 23 занимает среднее (нейтральное) положение относительно гильзы 17. Если теперь на обмотку катушки будет подан сигнал в виде тока управления, то в зависимости от его направления и величины будут соответственно меняться усилие на игле клапана, давление управления в камере 25 и усилие на верхнем торце золотника.

Золотник будет смещаться относительно среднего положения в ту или другую сторону на величину, пропорциональную величине тока управления. При этом между рабочими кромками золотника 23 и гильзы 17 будут образовываться рабочие щели, по которым масло будет подводиться из канала 15 в один из каналов 14 или 16, а из другого масло будет отводиться в канал 24.

В этот же канал подключается слив из переливного клапана системы и этот объединенный поток через подпорный клапан 21 проходит в канал слива 20. Часть масла из канала перед подпорным клапаном 21 через радиальные и осевое сверления в золотнике 23 поступает в турбинку 18 и вращает золотник для того, чтобы исключить трение покоя и тем самым повысить чувствительность золотника.

В технической характеристике дросселирующих распределителей с электроуправлением приводят данные по номинальному давлению и расходу, мощности управления и мощности на выходе, динамическим показателям и др. Расход Q через рабочие щели распределителя, как для любых дросселей, зависит от величины открытия (т. е. сигнала управления) и потерь давления на этих щелях.

Если к распределителю подведено масло под давлением p_n (в канале 15), а на совершение полезной работы расходуется перепад давлений в полостях гидродвигателя Δp_d , то потери давления в щелях распределителя $\Delta p = p_n - \Delta p_d$.

Полезная мощность N пропорциональна произведению расхода на перепад давлений в гидродвигателе $N \simeq Q \Delta p_d$. Если увеличивать перепад давления в гидродвигателе, то можно преодолевать большие нагрузки, но при $\Delta p_{d \max} = p_n$ $\Delta p = 0$, $Q = 0$ и мощность $N = 0$. Если же стремиться повысить Q для увеличения скорости гидродвигателя, то $Q = Q_{\max}$ при $\Delta p = p_n$, но тогда $\Delta p_d = 0$ и $N = 0$.

Таким образом, если затрачивать давление только на преодоление нагрузки или только на создание скорости, то полезная

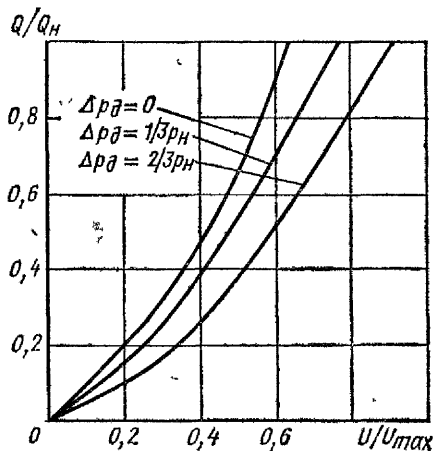


Рис. 3.31. Зависимость относительного расхода Q/Q_n дросселирующих распределителей от относительного уровня сигнала управления U/U_{\max}

мощность уменьшается до нуля. Значит, имеется оптимальное значение потерь в дросселирующем распределителе, при котором полезная мощность управляемого им двигателя максимальна.

При турбулентном режиме истечения в щелях дросселирующих распределителей расход пропорционален корню квадратному из перепада давлений. В этом случае наибольшая полезная мощность достигается при $\Delta p = p_n/3$ и соответственно $\Delta p_d = 2p_n/3$. Иначе одна треть давления может теряться в щелях распределителя, а две трети — в гидродвигателе.

Поэтому за номинальный расход дросселирующих распределителей Q_n принимают расход при $\Delta p = p_n/3$. Чтобы потребитель мог оценить скорость гидродвигателя при разных уровнях сигнала управления и разных нагрузках, изготовители приводят графики зависимости расхода через распределитель от сигнала и перепадов давлений. Для рассмотренной конструкции распределителя эти графики даны в виде зависимости относительного расхода Q/Q_n от относительного уровня сигнала управления U/U_{\max} (рис. 3.31).

Дросселирующие распределители такого типа при мощности управления до 1 Вт позволяют управлять гидравлическими потоками с отдаваемой мощностью более 2 кВт, поэтому они получили название электрогидравлических усилителей мощности. Существует большое разнообразие конструкций усилителей мощности, но их общими характерными признаками являются малая входная мощность и высокое быстродействие. Иногда подобные устройства называют сервозолотниками.

В отечественном станкостроении дросселирующие распределители с электрогидравлическим управлением применяют в основном в станках для электрофизико-химических методов обработки. В копировально-прошивочном электроэрозионном станке 4Д722АФ1 гидравлический привод используют для вертикального перемещения электрода-инструмента (рис. 3.32).

В исходном положении шпindelь-шток гидроцилиндра Ц с электродом 12 отведен вверх, полости гидроцилиндра объединены через линии 7, 8 и распределитель P1. Масло, нагнетаемое насосом Н, через линию 1, фильтр Ф, линию 2, распределитель P2, линию 3 и теплообменный аппарат АТ (масляный

радиатор с воздушным охлаждением) сливается в бак — насос при этом разгружен. Линия 4 также соединена через распределитель *P2* со сливом, поэтому поршень *П* цангового зажима опущен пружиной вниз, шток зажат цангой и удерживается от опускания под действием силы тяжести.

Обмотка катушки дросселирующего распределителя *РДР* включена в электрическую схему автоматического регулирования напряжения в рабочем промежутке между электродом *12* и заготовкой. При включении электромагнитов распределителей *P1* и *P2* масло под давлением из линии 2 через линию 4 подводится к *РДР* и под поршень цангового зажима, шток-шпindel растормаживается и гидропривод переходит в режим обработки.

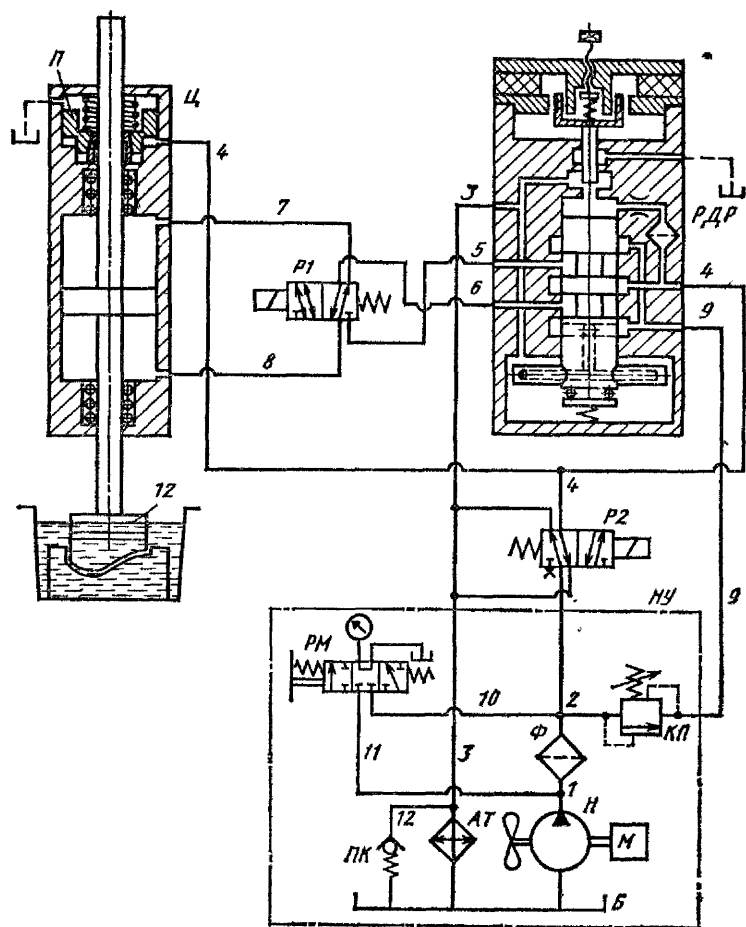


Рис. 332. Схема гидропривода копировально-прошивочного электроэрозионного станка 4Д722АФ1

При отведенном электроде напряжение между ним и заготовкой превышает заданное напряжение, что соответствует сигналу управления на катушке *РДР*, вызывающему на игле увеличение усилия, направленного вниз и соответственно увеличение давления управления в камере над золотником *РДР*.

Золотник смещается от нейтрального положения вниз, масло под давлением подводится через рабочую щель на входе *РДР*, линию 5, распределитель *Р1* и линию 7 в верхнюю полость цилиндра. Из нижней полости масло через линию 8, *Р1*, линию 6 и рабочую щель на выходе *РДР* вытесняется в канал подвода к турбинке. В этот же канал подводится по линии 9 слив из переливного клапана (КП).

Турбинка вращается вместе с золотником, выходящее из нее масло по линии 3 направляется на слив. Электрод перемещается вниз. При его приближении к заготовке напряжение в рабочем промежутке уменьшается, сигнал подвода также уменьшается и движение штока замедляется. При этом автоматически устанавливается такой режим, когда электрод медленно опускается по мере съема материала с заготовки.

Если в рабочий промежуток попадают металлические частицы или начинается шлакование, то напряжение уменьшается ниже заданного, подается сигнал на отвод электрода, промежуток очищается потоком электролита, напряжение опять повышается, электрод опускается и т. д. Привод работает в следящем режиме, поддерживая заданное напряжение в рабочем промежутке.

Для исключения коротких замыканий, шлакования и других нарушений при обработке привод должен быть очень чувствительным и обладать высоким быстродействием, которыми следящий электрогидравлический привод с управлением от дросселирующего распределителя (усилителя мощности) как раз и обладает.

Распределитель *РМ* используется при наладке и контроле за работой гидропривода для подключения манометра к линиям 1 или 2 через линии 10, 11. По перепаду давления на фильтре можно судить о степени загрязнения фильтроэлемента. Насосный агрегат, фильтр, клапан и *АТ* конструктивно объединены на баке (Б) и все вместе образуют насосную установку (НУ). Из-за низкого уровня сигналов управления в таких усилителях мощности для обеспечения их надежной работы предъявляются повышенные требования к качеству рабочей жидкости и тонкости фильтрации.

Широкое распространение в станках и промышленных роботах (ПР) с ЧПУ получили электрогидравлические приводы с управлением от задающих электрических дискретных (шаговых) двигателей (ШД). Такие двигатели позволяют преобразовывать дискретные электрические сигналы управления, поступающие от электронной системы ЧПУ, в дискретный поворот

выходного вала с определенным углом поворота на каждый импульс, который называется угловым шагом.

ШД обладают высоким быстродействием и развивают на выходном валу крутящий момент, достаточный для перемещения золотника дросселирующего распределителя напрямую или через несилую винтовую передачу без промежуточного гидроуправления. Угловой шаг шагового электродвигателя типа ШД5-Д1М составляет $1,5^\circ$; крутящий момент 40 Н·см; максимальная частота подачи импульсов 8000 имп/с и максимальная частота следования импульсов (частота приемистости) 2000 имп/с. В электрогидравлическом шаговом приводе вращательного движения ЭГШП (типа Э32Г18-2) электрические управляющие импульсы поступают на ШД (рис. 3.33).

Вращение его выходного вала передается на гайку 1, зафиксированную от осевого смещения. В зависимости от направления вращения гайки винт 2, связанный с золотником дросселирующего распределителя РДР, перемещается влево или вправо и сдвигает золотник относительно среднего положения. Масло под давлением направляется в рабочие полости гидромотора (М) так, что направление вращения вращения выходного вала гидромотора совпадает с направлением вращения вала ШД.

Винт 2 своим вторым концом связан с валом гидромотора М через шлицевую муфту 3. Поэтому при вращении этого вала винт вворачивается в гайку или выворачивается из нее, перемещаясь вдоль оси по направлению к нейтральному положению РДР.

Если вал ШД повернется на какой-либо угол и остановится, то вал гидромотора повернется на такой же угол. Если же вал ШД будет вращаться с постоянной угловой скоростью, то вал гидромотора будет вращаться с такой же частотой, но с некоторым отставанием по углу (рассогласованием по положению). После остановки вала ШД, вал гидромотора М «догонит» его и остановится в том же угловом положении с точностью менее одного импульса.

Крутящий момент на выходном валу гидромотора в 100 и более раз превышает момент на валу ШД, поэтому элементы привода, за исключением задающего ШД, представляют собой гидравлический усилитель крутящих моментов, выполненный в виде следящего гидропривода вращательного (ротационного)

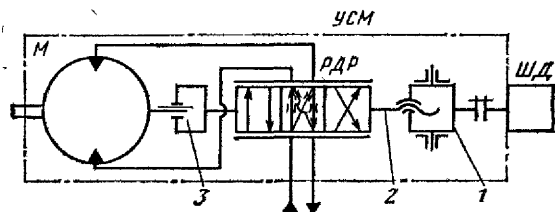


Рис. 3.33. Схема электрогидравлического шагового привода вращательного движения типа Э32Г18-2

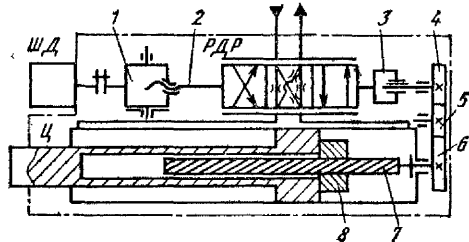


Рис. 334. Схема линейного электрогидравлического шагового привода типа Г28-2

движения с механической обратной связью. В ЭГШП задающим устройством является ШД, сравнивающим устройством — винтовая передача, включающая гайку 1 и винт 2. Обратная связь по положению выходного вала гидромотора М выполнена от этого вала через шлицевую муфту 3. Распределитель РДР имеет электромеханическое управление без промежуточного гидроуправления.

В станках и ПР часто требуется осуществлять поступательное перемещение РО, а при использовании приводов вращательного движения приходится применять достаточно сложные в изготовлении силовые шарико-винтовые передачи или менее точные зубчато-реечные передачи. ЭГП поступательного движения позволяют в этих случаях упростить кинематику приводов подач и соответственно уменьшить их размеры, вес, стоимость, а также повысить надежность работы.

В линейном электрогидравлическом шаговом приводе (ЛЭГШП) типа Г28-2 узел управления полностью унифицирован с приводом вращательного движения. Электрические управляющие импульсы подаются на ШД (рис. 334). Поворот вала ШД через гайку 1 и винт 2 вызывает смещение золотника дросселирующего распределителя РДР. Масло под давлением направляется в рабочие полости гидроцилиндра (Ц), поршень и шток гидроцилиндра перемещаются. Гайка 8 с трехзаходной несамотормозящей трапецеидальной резьбой закреплена на поршне.

При работе привода шток соединен с приводимым узлом (не показан) и удерживается от проворота, поэтому при движении поршня гайка 8 перемещается только вдоль оси и вызывает вращение винта 7, который установлен на подшипниках в крышке Ц. От винта 7 вращение передается через шестерни 6, 5, 4 и шлицевую муфту 3 винту 2. Винт вворачивается в гайку 1 или выворачивается из нее, смещает золотник РДР в сторону среднего положения.

Таким образом осуществляется обратная связь по положению внутри следящего гидравлического привода между поворотом гайки 1 (вход) и перемещением штока гидроцилиндра (выход). После отработки заданной программы вал ШД останавливается, шток гидроцилиндра «отрабатывает» рассогласо-

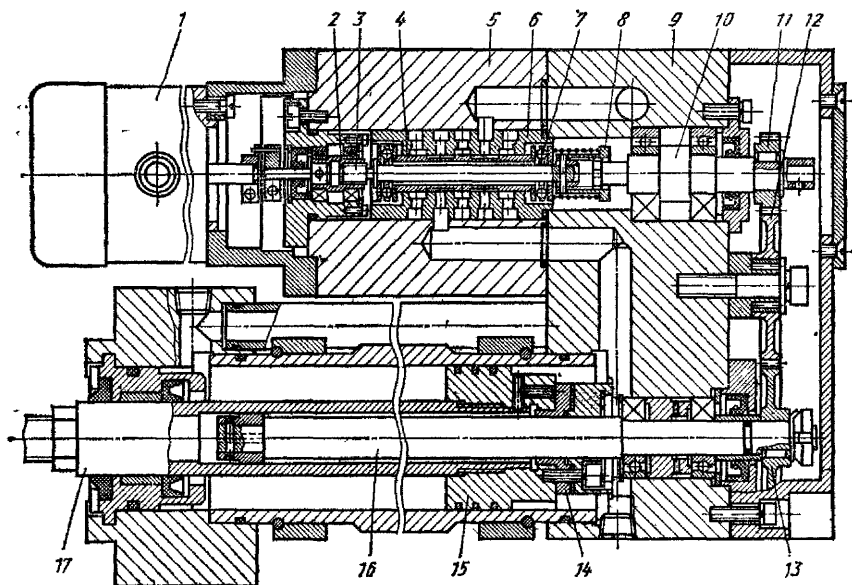


Рис. 3.35. ЛЭГШП типа Г28-2

вание, золотник распределителя РДР приходит в среднее положение и шток останавливается в определенном положении.

Если под действием внешней нагрузки шток будет стремиться сместиться из этого положения, то через обратную связь это вызовет смещение золотника. Это приведет к появлению на поршне дополнительного гидравлического усилия, направленного в сторону, противоположную смещению штока, т. е. на удержание штока в заданном положении.

Дискретность перемещения штока (цена импульса) зависит от соотношения шага передачи сравнивающего устройства «гайка 1 — винт 2», шага (при многозаходной резьбе — хода) винтовой передачи обратной связи «гайка 8 — винт 7» и передаточного отношения зубчатой передачи в обратной связи. В серийных приводах типа Г28-2 при угловом шаге ШД в $1,5^\circ$ дискретность перемещения штока в зависимости от комбинации шестерен 4 ... 6 составляет 0,05 или 0,1 мм.

Рассмотрим конструкцию ЛЭГШП типа Г28-2 (рис. 3.35). Задающий ШД 1 соединяется с входным валиком дросселирующего распределителя и гайкой 2 через поводковую муфту. Гайка установлена в радиально-упорных подшипниках и зафиксирована от осевого смещения. Резьба на винте 3 и в гайке 2 выполнена с высокой точностью, обеспечивающей осевой зазор в этой передаче не более 0,01 мм. Винт 3 проходит внутри золотника 4 и связан с ним через упорные подшипники 7.

Осевой зазор между винтом и золотником выбирается усилием пружины. В корпусе 5 распределителя запрессована втулка 6 с расточками и радиальными каналами для прохода масла. Золотник 4 и втулка 6 изготовлены из закаленной стали, их взаимно сопряженные рабочие поверхности выполнены с высокой точностью. На правом конце винта 3 установлена втулка 8 с внутренними шлицами, через которые она соединяет винт с валиком 10, установленным на подшипниках в корпусе 9. На валике жестко закреплена шестерня 11. Промежуточная шестерня 12 свободно вращается на своей опоре. Шестерня 13 жестко закреплена на винте обратной связи 16.

Смещением опоры промежуточной шестерни выбирают зазоры в зубчатой передаче. Винт 16 установлен на радиально-упорных подшипниках в корпусе 9 и не имеет осевого зазора благодаря предварительной затяжке подшипников. Гайка 14 с трехзаходной резьбой выполнена из двух полугаек с прокладкой между ними. Пригонкой прокладки по толщине до минимума уменьшается осевой зазор в несамотормозящей винтовой передаче обратной связи. Винт 16 входит внутрь полого штока 17, жестко соединенного с поршнем 15.

Каналы для подсоединения привода к гидросистеме выполнены в корпусе 5 дросселирующего распределителя (не показан). Канал подвода соединяется со средней проточкой втулки 6, канал слива — с двумя крайними проточками, а две средние проточки через каналы в корпусах 5 и 9 и трубу между корпусом 9 и передней крышкой цилиндра соединяются с полостями цилиндра.

Приводы изготавливают с несколькими вариантами крепления: фланцевого, на цапфах или лапах. Валик 10 жестко связан через механизм обратной связи с перемещением штока, благодаря чему к этому валику можно присоединять при необходимости электрические датчики положения или скорости движения выходного звена (штока) привода.

В промышленных роботах с ЧПУ грузоподъемностью свыше 40 кг для обслуживания станков ЭГП являются основным типом привода. В ПР портального типа, предназначенных для группового обслуживания станков по одной из координат, требуется обеспечить перемещение каретки длиной до 18 м, точность позиционирования в несколько десятых долей миллиметра при максимальной скорости перемещения 1,2 м/с.

Для перемещения каретки используют приводы вращательного движения в сочетании с зубчато-реечной передачей. При большой длине рейки задача выбора зазора в передаче становится достаточно острой. Для ее решения был разработан ЭГШП с двумя гидромоторами, работающими навстречу друг другу.

В этом случае использовано еще одно важное преимущество гидравлического привода по сравнению с электрическим — гид-

равлические исполнительные двигатели всех типов могут работать на упоре (при ограничении движения выходного звена) без ограничения времени. При этом гидродвигатель только создает усилие или крутящий момент на неподвижном выходном звене без какого-либо перегрева или поломки. Кроме этого выходное звено такого двигателя может перемещаться в обратную сторону под действием усилий, превышающих его собственные.

Привод установлен на подвижной каретке 9 ПР, а рейка 8 — на неподвижной части — портале 10 (рис. 3.36). При неподвижном валике 1 ШД золотник 3 устанавливается в нейтральное (нулевое) положение, при котором давления, подводимые в рабочие полости гидромоторов 4 и 6, равны по величине. Противоположные полости обоих моторов соединены со сливом.

Гидромоторы имеют одинаковый рабочий объем, поэтому развиваемые на их валах и соответственно шестернях 5 и 7 крутящие моменты равны по величине и направлены в противоположные стороны. При этом каретка 9 неподвижна. Вал гидромотора 4 механически связан с винтом сравнивающего устройства 2 и соответственно с золотником дросселирующего распределителя.

Таким образом, осуществляется механическая обратная связь и каретка удерживается в заданном положении в следящем режиме. При подаче управляющих импульсов на ШД гайка сравнивающего устройства поворачивается, золотник распределителя 3 смещается. При этом давление в рабочей полости одного из гидромоторов повышается, а другого — уменьшается и соответственно нарушается равновесие сил на шестернях 5 и 7. Каретка 9 движется в заданном направлении и с заданной скоростью.

Поскольку крутящие моменты двух гидродвигателей всегда направлены в противоположные стороны, зазоры в зубчаточных передачах постоянно «выбираются», что исключает механические удары в передачах, повышает их долговечность и точность позиционирования каретки, а также повышает плавность разгона и торможения каретки.

При разборе работы следящих гидравлических приводов рассмотренных типов отмечалась общая особенность — рассогласование и связанное с ним открытие рабочих щелей дросселирующего распределителя, плавно увеличивающееся при нарастании

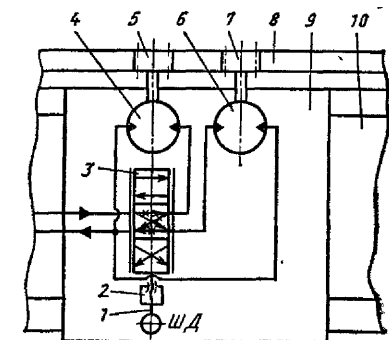


Рис. 3.36. Схема ЭГШП типа ЭЭГ28-2...Н с выборкой зазора в зубчато-реечной передаче

заданной скорости движения приводимого узла. После прекращения подачи управляющих сигналов (или перемещения щупа) происходит окончательное позиционирование РО и при этом рабочие щели распределителя плавно прикрываются даже при резком прекращении сигнала на входе. Это свойство следящих гидроприводов автоматически плавно затормаживать РО при позиционировании также использовано в ПР большой грузоподъемности.

§ 1. ЭТАПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГИДРОПРИВОДА

Проектирование гидропривода станка как часть работы по проектированию станка включает основные стадии и этапы, установленные государственными стандартами.

При разработке **технического задания** устанавливают основные требования и параметры технической характеристики станка. В технических требованиях к различным системам и устройствам устанавливают основные требования к гидроприводу.

В **техническое предложение** на станок уже должна быть включена принципиальная гидравлическая схема и дано ее краткое описание.

На стадии эскизного или **технического проекта** производят необходимые расчеты, выбор комплектующих изделий и разрабатывают чертежи общих видов узлов гидрооборудования.

Рабочий проект является заключительным этапом проектирования, на котором уточняют принятые решения, расчеты, разрабатываются сборочные чертежи узлов гидрооборудования, рабочие чертежи деталей, спецификации, ведомости покупных изделий и др. Чертежи разводки трубопроводов по станку выполняют в виде отдельных сборочных чертежей или совмещаются со сборочными чертежами станка и его узлов.

Описание работы гидросистемы станка, а также указания по ее обслуживанию и ремонту включают в виде разделов в общее руководство по эксплуатации станка. Разработка *принципиальной гидравлической схемы* является наиболее сложным и ответственным этапом в проектировании гидропривода. Гидросхема в конечном виде должна будет увязать в одно целое решение всех вопросов по гидроприводу, в том числе: выполнение заданной циклограммы работы гидрофицированных узлов с обеспечением требуемых силовых характеристик и диапазонов регулирования скоростей движения; удобство управления РО; подбор комплектующих узлов гидрооборудования (гидроаппаратуры, насосов, гидромоторов и др.) с учетом номенклатуры серийно изготавливаемых узлов и перспектив их производства ко времени изготовления станка.

Исходными материалами для составления гидросхемы являются общие технические характеристики станка, дополненные техническими характеристиками гидрофицированных узлов, которые не вошли в состав паспортных данных, а также циклограмма работы узлов станка, требования к размещению элементов гидрооборудования и органов управления на станке или эскизные проработки станка и его узлов в виде чертежей общих видов.

Разработчикам гидропривода на основании этих данных необходимо составить предварительную схему размещения гидрооборудования и органов управления гидрофицированными узлами на станке. На этой схеме элементы могут быть изображены в виде прямоугольников с соответствующими поясняющими надписями.

Принципиальную гидравлическую схему целесообразно составлять по принципу «от двигателей»: выбрать тип гидродвигателей; нанести эти двигатели на схему; на рабочих гидролиниях изобразить регулирующие и распределительные аппараты в соответствии с циклограммой и требованиями к работе каждого двигателя; объединить линии нагнетания, слива и дренажа участков схемы; определить места установки редуцирующих клапанов, клапанов последовательности и аппаратов, согласующих работу участков схемы между собой; разработать схему насосной установки, размещения фильтров, манометров и т. п.

Составленную гидросхему необходимо проанализировать на безаварийность работы, т. е. оценить поведение РО при возможных нарушениях в работе гидроаппаратов — обрывах гибких шлангов, засорении клапанов, распределителей и пр. При необходимости в схему нужно ввести блокирующие устройства, гидрозамки, сигнальные и другие элементы, исключающие возможность возникновения аварийных ситуаций.

При выборе гидроаппаратов следует иметь в виду их особенности.

1. Предпочтение следует отдавать гидроаппаратам, у которых номинальные значения давления и расхода ближе к расчетным значениям этих параметров для данного узла. Если аппарат имеет значительно большее номинальное давление и расход, чем принятое рабочее давление и расчетный расход, то это означает, что он имеет большую массу и размеры.

2. Гидроклапаны давления прямого действия менее чувствительны к загрязнениям, поэтому они более надежны в эксплуатации, чем гидроклапаны непрямого действия.

3. Гидродроссели без компенсации расхода масла по давлению не обеспечивают постоянства расхода при изменении нагрузки на РО, поэтому их целесообразно использовать в гидроприводах с низким рабочим давлением и мало изменяющи-

мися нагрузками. В остальных случаях лучше применять регуляторы потока (дрессели с регуляторами).

4. Гидрораспределители с прямым электрическим управлением имеют малое время срабатывания: около 0,01 с—с электромагнитами переменного тока и 0,05 ... 0,1 с—с электромагнитами постоянного тока. Однако если требуется регулировать плавность разгона и торможения, то предпочтительными становятся распределители с электрогидравлическим управлением, включающим устройства для регулирования времени переключения.

При выборе схемы распределителя следует учитывать, что непредусмотренное циклом отключение электромагнитов является одной из наиболее часто встречающихся неисправностей. При использовании распределителей с пружинным возвратом золотника отключение электромагнита приводит к перемещению золотника пружиной. В трехпозиционных распределителях золотник при этом устанавливается в среднее положение, а в двухпозиционных — переключается в другое крайнее положение.

Переключение золотника пружиной может привести к непредусмотренным перемещениям РО, и если такое перемещение нежелательно или даже недопустимо, следует применять трехпозиционные распределители с перекрытыми рабочими гидролиниями в среднем положении и двухпозиционные распределители с двумя электромагнитами и механической фиксацией золотника.

§ 2. РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДОВ

Технические расчеты сопровождают все этапы проектирования гидропривода. Теория расчета гидроприводов позволяет произвести расчеты гидропривода с требуемой точностью, включая моделирование динамических процессов с применением ЭВМ. Вместе с тем глубина проведения расчетов и их трудоемкость находятся между собой в прямой зависимости, поэтому при проведении расчетов на разных стадиях проектирования нужно четко представлять себе требуемую их точность. При этом следует выбирать такую методику расчета, которая позволяет получить желаемые результаты с этой точностью при минимальных затратах рабочего времени и средств.

При определении размеров или выборе типоразмеров исполнительных гидродвигателей можно пользоваться расчетными формулами, которые связывают конструктивные параметры гидродвигателя с его силовыми характеристиками и скоростью движения выходного звена. В разд. 2 даны расчетные формулы для гидроцилиндров, гидромоторов и поворотных гидродвигателей. По заданным усилиям или крутящему моменту можно определить размеры гидроцилиндра или выбрать типоразмер гидромотора.

Оптимальное рабочее давление определить расчетным путем практически не удается, поэтому рассмотрим как это можно сделать в гидроприводах станков. Известно, что при увеличении рабочего давления могут быть уменьшены размеры исполнительных гидродвигателей, потому что усилие или крутящий момент пропорциональны давлению. Значит, при большем давлении можно получить требуемое усилие, например при меньшей рабочей площади гидроцилиндра, т. е. при меньшем диаметре поршня, штока и т. п.

Однако длина того же гидроцилиндра при этом не уменьшится, поскольку задана величина перемещения РО, с которой связан ход цилиндра. Если уменьшить диаметр поршня или штока при той же длине, то увеличивается отношение длины к диаметру внутренней поверхности гильзы цилиндра и могут возникнуть затруднения с ее обработкой. С другой стороны, длинный и тонкий шток может потерять устойчивость при приложении сжимающих нагрузок (при продольном изгибе).

В гидромоторах повышение рабочих давлений приводит к увеличению удельных нагрузок в сопряжениях деталей, которые работают в условиях сравнительно больших скоростей относительных движений, а также циклического нагружения по поверхностям сопряжения и в опорных подшипниках. Для обеспечения надежности работы ротационных машин (гидромоторов и насосов) при повышенных рабочих давлениях требуется использовать более качественные материалы, повышать точности обработки деталей, уменьшать рабочие зазоры в сопряжениях, применять опорные подшипники более высокого класса и т. п. Это приводит к повышению стоимости этих машин и ужесточению требований к фильтрации масла и другим условиям эксплуатации.

Вместе с тем в станках размеры гидродвигателей часто оказываются заданными конструктивно, если эти двигатели (например гидроцилиндры) встроены в РО, или их выбирают из условия обеспечения требуемого расхода масла при минимальных подачах.

Применение гидроприводов в станках в течение длительного времени позволяет проследить процесс изменения уровня давлений в гидроприводах. В результате можно установить, что в течение последних десятилетий уровни рабочих давлений в станках различных групп практически не изменяются и нет оснований ожидать в обозримом будущем каких-либо существенных изменений в этой области.

При этом установившиеся уровни рабочих давлений составляют: в шлифовальных, заточных, алмазно-расточных и других станках для чистовой обработки 1 ... 3 МПа; в станках с программируемыми электрогидравлическими приводами 6 ... 7 МПа; в протяжных станках до 8 ... 10 МПа; в накатных и других станках для обработки методами пластической дефор-

мации до 15 ... 20 МПа и в остальных группах станков 3 ... 5 МПа.

При проектировании гидроприводов новых станков в качестве расчетного давления можно принимать средние величины из приведенных рабочих давлений для соответствующих групп станков либо обосновывать использование более высоких или низких давлений.

По результатам этого этапа расчета производят выбор типоразмера серийно изготавливаемого гидродвигателя по каталогам-справочникам или номенклатуре заводов-изготовителей, либо разрабатывается конструкция требуемого двигателя. При разработке конструкции гидроцилиндров нужно учитывать действующие ГОСТы и ОСТы на их размеры и размеры уплотнительных устройств.

В табл. 4.1 приведены диаметры поршней и штоков гидроцилиндров D и d и их сочетания, рекомендуемые международным стандартом ИСО В таблице указаны также рабочие площади A_1 в поршневой и A_2 в штоковой полостях гидроцилиндра и отношение этих площадей $\varphi = A_1/A_2$. Этой таблицей удобно пользоваться при расчетах гидроцилиндров и, в частности, можно подбирать размеры поршня и штока для гидроцилиндра, работающего по дифференциальной схеме с одинаковыми усилиями в обе стороны при $\varphi = 2$

По принятым размерам гидродвигателей и заданным скоростям движения РО определяют расходы масла в рабочих гидролиниях гидродвигателей и уточняют типоразмеры гидравлической аппаратуры, использованной для управления этими гидродвигателями при составлении принципиальной гидросхемы, т. е. производится уточнение этой схемы. Пользуясь циклограммой работы станка, определяют расходы масла в общих линиях гидросистемы — напорной, сливной и дренажной (если она используется как сливная при работе некоторых гидродвигателей) как сумму расходов, потребляемых одновременно работающими двигателями или вытесняемых из них.

Затем определяют размеры гидролиний: диаметров и длин трубопроводов, каналов в гидропанелях и гидроблоках. На основании выполнения предыдущего этапа расчета определены расходы во всех гидролиниях, теперь нужно выбрать их размеры. Из основ гидравлики [см. формулу (1.14)] известно, что с увеличением внутреннего диаметра трубы потери давления при одном и том же расходе уменьшаются и наоборот. Кажется бы, увеличивать диаметры труб полезно, но при этом увеличиваются размеры и вес элементов трубопровода, усложняется его монтаж.

Значит и при выборе размеров трубопровода нужно искать те размеры, при которых потери давления находятся в приемлемых пределах. Если устанавливать эти пределы в виде доли от рабочего давления (относительные потери), то абсолютные

4.1. Рабочие размеры гидроцилиндров

Ф	Параметр	D												
		25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320	400
		A ₁												
		4,91	8,04	12,6	19,6	31,2	50,3	78,5	123	201	314	491	804	1257
1,06	d	—	—	—	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100
	A ₂	—	—	—	18,5	29,2	47,1	73,6	115	188	295	460	754	1178
1,12	d	—	—	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125
	A ₂	—	—	11,4	17,6	28	45,4	70,5	110	181	283	441	726	1134
1,25	d	12	14	18	22	28	36	45	56	70	90	110	140	180
	A ₂	3,78	6,5	10	15,8	25	40,1	62,6	98,1	163	250	396	650	1002
1,4	d	14	18	22	28	36	45	56	70	90	110	140	180	220
	A ₂	3,57	5,5	8,77	13,5	21	34,4	54	84,2	137	219	337	550	877
1,6	d	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250
	A ₂	2,9	4,9	7,66	11,6	18,6	30,6	47,4	72,4	122	191	290	490	766
2	d	18	22	28	36	45	56	70	90	110	140	180	220	280
	A ₂	2,36	4,24	6,41	9,46	15,3	25,6	40	59,1	106	160	236	424	641
2,5	d	20	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320
	A ₂	1,77	3,13	4,52	7,07	11,5	19,1	28,3	44,2	78,3	113	177	313	452
5	d	—	—	—	45	56	70	90	110	140	180	220	280	360
	A ₂	—	—	—	3,73	6,54	11,8	14,9	27,7	47	60	111	188	239

Примечание. Размеры D, d даны в миллиметрах, площади A₁, A₂ — в квадратных сантиметрах.

потери давления будут зависеть от принятого уровня рабочего давления. Поэтому для систем, работающих при высоких рабочих давлениях, можно допустить большие потери давления в трубопроводе (абсолютные), а значит можно применять трубы меньшего размера по диаметру. Наоборот, для гидросистем, работающих при низких давлениях, размеры труб нужно увеличивать.

При рассмотрении общих характеристик гидроаппаратуры упоминалось понятие условного прохода. Для элементов тру-

бопроводов условный проход примерно соответствует внутреннему диаметру труб, резиновых рукавов (гибких шлангов), а также диаметрам каналов в панелях и гидроблоках.

Для средних рабочих давлений (3 ... 8 МПа) в станках при выборе элементов трубопроводов можно пользоваться рекомендациями, приведенными в табл. 4.2. В таблице указаны также размеры присоединительных резьб для аппаратов резьбового исполнения, плит и блоков под аппараты стыкового и модульного исполнения. При низких рабочих давлениях (до 1,5 МПа) размеры трубопроводов принимают со смещением на один размер в большую сторону.

Далее рассчитывают насосный агрегат, т. е. выбирают насос и приводной электродвигатель. На основе циклограммы работы механизмов станка составляют циклограммы расходов и давлений, требуемых от насосной установки в зависимости от времени. Расходы для каждого перехода рабочего цикла определяют путем суммирования расходов на выполнение движений РО, если эти движения выполняются одновременно. Эти расчеты проводят последовательно для всех без исключения переходов цикла, включая рабочие движения, вспомогательные движения механизмов и паузы.

Внутренние утечки в гидроцилиндрах, гидромоторах и аппаратуре целесообразно учитывать только при определении расхода на компенсацию этих утечек во время пауз в двигателях, если при этом требуется поддерживать в системе заданное давление. В других случаях утечки, как правило, незначительны

4.2. Размеры аппаратов и трубопроводов в зависимости от расхода масла

Номинальный расход масла, л/мин	Диаметр условного прохода, мм	Присоединительная резьба (ГОСТ 6111—52)	Стальные трубы (ГОСТ 8734—75)	Медные трубы (ГОСТ 617—72)	Резиновые рукава (ГОСТ 6286—73)
8	8	К 1/4"	8 × 0,8 10 × 1 12 × 2	8 × 1 10 × 1	I-8-Г65/100
20	10	К 3/8"	12 × 1 14 × 2 14 × 1	12 × 1 14 × 1	I-10-150/90
40	16	К 1/2"	18 × 1,2 20 × 2,5	18 × 1,5	II-16-165/100
80	20	К 3/4"	22 × 1,6 25 × 3	22 × 2	II-20-150/90
160	32	К 1 1/4"	40 × 4	—	III-32-120/70

в сравнении с расходами на выполнение рабочих перемещений и ими можно пренебрегать.

Для определения требуемого давления в напорной гидролинии (на выходе насоса) нужно для каждого перехода цикла определить давления для преодоления нагрузок на РО, включая силы трения, и добавить к ним дополнительные затраты давления на преодоление гидравлических потерь в соответствующей гидроаппаратуре и трубопроводах.

Для определения потерь давления в гидроаппаратах целесообразно их разделить: на аппараты, в которых во время установившегося движения РО проходные сечения рабочих отверстий не меняются, и аппараты, в которых запирающий элемент постоянно нагружен пружиной, действующей в сторону перекрытия рабочих отверстий.

4.3. Потери давления (МПа) на 1 м длины трубы для минерального масла с $v = 40 \text{ мм}^2/\text{с}$

Расход масла, л/мин	Диаметр трубы, мм					
	8	10	15	20	25	32
2,5	0,015	0,004	0,0018	0,0005	0,0002	0,00005
3,2	0,018	0,005	0,0023	0,0007	0,00026	0,000068
4	0,023	0,0062	0,0028	0,00085	0,00033	0,000085
5	0,029	0,0075	0,0035	0,001	0,0004	0,0001
6,3	0,037	0,0096	0,0044	0,0013	0,00051	0,00013
8	0,045	0,012	0,0054	0,0016	0,00065	0,00017
10	0,056	0,015	0,0067	0,002	0,0008	0,00021
12	0,067	0,017	0,008	0,0024	0,0011	0,00027
18	0,12	0,029	0,012	0,0035	0,0014	0,0004
25	0,21	0,046	0,017	0,0046	0,002	0,00054
35	—	0,089	0,031	0,0074	0,0028	0,00077
50	—	0,15	0,055	0,013	0,0041	0,0011
70	—	—	0,11	0,027	0,0077	0,0021
100	—	—	0,2	0,046	0,014	0,0035
140	—	—	—	0,082	0,026	0,0063

К первой группе относят гидрораспределители и нерегулируемые гидродроссели. Потери в этих элементах можно определять по формуле для гидрораспределителей с учетом фактических расходов в каждом переходе цикла и номинальных значений потерь и расходов по каталожным данным для этих аппаратов или по графикам потерь в зависимости от расхода (см. рис. 2.23 и 2.24).

Ко второй группе аппаратов относят гидроклапаны давления, обратные клапаны и др. Потери давления в таких аппаратах складываются из давления для преодоления силы пружины и дополнительного перепада давлений для прохода фактического расхода масла в каждом переходе цикла.

Потери давления для гидроаппаратов обеих групп можно определять по формулам, приведенным в разд. 2; потери давления в трубах — по формулам 1.14 ... 1.16. Потери давления в металлических трубах удобно подсчитывать, пользуясь табл. 4.3, где приведены потери давления на 1 м длины трубы. Подсчитав потери давления на участках схемы, их нужно привести к напорной гидролинии насоса для подсчета давления настройки переливного (предохранительного) клапана или регулятора потока.

С достаточной для практики точностью потери давления на участках схемы (аппаратах, трубопроводах) можно приводить к напорной гидролинии из условия, что связанные с этим потери мощности должны быть компенсированы дополнительным повышением мощности потока в напорной гидролинии.

Гидравлическая мощность N (кВт) потока с давлением p (МПа) и расходом Q (л/мин): $N = pQ/60$. Если при работе гидродвигателя на каком-либо участке схемы через сопротивление проходит расход Q_i и теряется давление Δp_i , а отбираемый расход из напорной гидролинии при этом равен Q_n , то потери мощности $\Delta N_i = \Delta p_i Q_i / 60$ должны быть компенсированы повышением мощности потока в напорной гидролинии за счет дополнительного повышения давления насоса на Δp_n : $\Delta N_n = \Delta p_n Q_n / 60$.

Поскольку $\Delta N_n = \Delta N_i$, то получаем соотношение для приведения потерь на различных участках схемы к напорной гидролинии

$$\Delta p_n = \Delta p_i Q_i / Q_n. \quad (4.1)$$

Это соотношение получено из предположения, что в каждый момент времени от насоса работает один гидродвигатель, но его можно использовать и при одновременной работе нескольких гидродвигателей, если под Q_n понимать расход, отбираемый из напорной линии для питания только рассматриваемого двигателя.

Если $Q_i = Q_n$, то $\Delta p_n = \Delta p_i$, т. е. при расчете давления в напорной линии потери давления на соответствующих участках

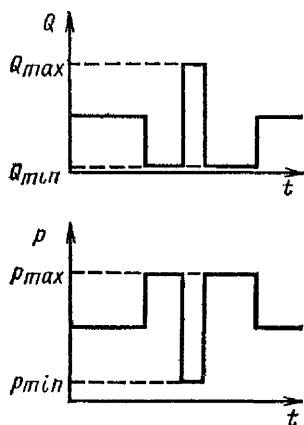


Рис. 4.1. Циклограммы расхода и давления в напорной гидролинии

и расходов можно подсчитать мощность, потребляемую насосом в каждом переходе цикла, а затем рассчитать эквивалентную мощность

$$N_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{(N_1^2 t_1 + N_2^2 t_2 + \dots + N_n^2 t_n) / t_{\text{ц}}}, \quad (4.2)$$

где $N_1 \dots N_n$ — мощность, потребляемая насосом в каждом переходе цикла; $t_1 \dots t_n$ — время переходов цикла; $t_{\text{ц}}$ — суммарное время цикла.

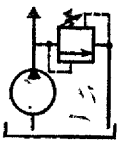
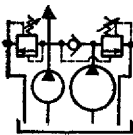
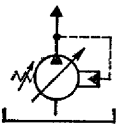
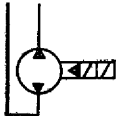
По каталогу подбирается электродвигатель из условия, чтобы его номинальная мощность $N_{\text{н}}$ была больше или равна эквивалентной $N_{\text{н}} \geq N_{\text{ЭКВ}}$, а максимальная мощность электродвигателя была больше максимальной мощности, потребляемой насосом в любом из переходов цикла. Если максимальная мощность не указывается в каталоге, ее приближенно можно подсчитать по формуле $N_{\text{макс}} \approx N_{\text{н}} \frac{M_{\text{макс}}}{M_{\text{н}}}$, где $M_{\text{н}}$ и $M_{\text{макс}}$ — номинальный и максимальный крутящие моменты электродвигателя (в каталоге может быть приведено отношение этих моментов).

Зная потребляемую мощность в каждом переходе цикла, а также давление (перепад давлений) и расход, которые идут на совершение полезной работы, можно определить среднее количество теплоты, выделяемой в системе в единицу времени,

$$Q' = \frac{(N_1 - \frac{p_1 Q_1}{60}) t_1 + (N_2 - \frac{p_2 Q_2}{60}) t_2 + \dots + (N_n - \frac{p_n Q_n}{60}) t_n}{t_{\text{ц}}}, \quad (4.3)$$

где $p_1 \dots p_n$ — перепад давлений, идущий на преодоление полезной нагрузки, МПа; $Q_1 \dots Q_n$ — расход, отбираемый из на-

4.4. Схемы насосных установок

Схема	Основные элементы	Характеристика	Области применения
	<p>Нерегулируемый насос, переливной или предохранительный клапан</p>	<p>Простота и компактность насоса, постоянный расход насоса, поэтому при отборе в гидросистему некоторой части расхода остальной расход сливается через клапан, вызывая нагрев масла</p>	<p>Гидроприводы с постоянным расходом масла Гидроприводы мощностью до 2 кВт с дроссельным регулированием скорости</p>
	<p>Два нерегулируемых насоса, разделительная панель (или три клапана)</p>	<p>Простота и компактность насоса, используется сочетание насоса малого расхода и высокого давления и насоса большого расхода и низкого давления; насос большого расхода подключается при понижении давления в гидросистеме</p>	<p>Гидроприводы машин, в которых допускается понижение давления в напорной линии при ускоренных перемещениях РО, когда кратковременно требуется большой расход масла</p>
	<p>Регулируемый насос с управлением по давлению</p>	<p>Более сложный насос, автоматически изменяющий расход и поддерживающий в системе заданное давление</p>	<p>Гидроприводы машин, в которых требуется обеспечить постоянное давление в напорной линии при переменном расходе</p>
	<p>Регулируемый реверсивный или нереверсивный насос с дистанционным управлением</p>	<p>Сложный насос. Управление расходом насоса и направлением подачи при реверсе проводится дистанционно, управление — электрогидравлическое, гидромеханическое или ручное</p>	<p>Гидроприводы мощностью более 10 кВт</p>

порной линии в каждом переходе цикла, л/мин; $pQ/60$ — полезная мощность.

Распределение мощности в гидросистемах показано на рис. 4.2. Если по условиям работы станка заданы максимальные нагрузки на РО и максимальные скорости их движения, то для гидропривода можно пересчитать эти параметры в виде максимального давления p_{\max} в гидросистеме и максимального расхода Q_{\max} . Если в каком-то переходе цикла работы привода на совершение полезной работы расходуется давление (перепад давлений) p_n и расход Q_n , то это можно выразить на графике точкой A с координатами p_n и Q_n .

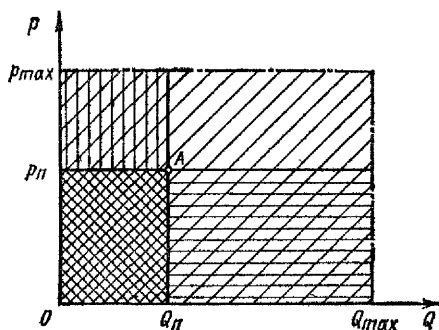


Рис. 4 2. График распределения мощности в гидросистеме

Для любой гидросистемы на графике представляется площадью прямоугольника с двойной наклонной штриховкой (N_n пропорциональна $p_n Q_n$). В отличие от этого, затраченная (или потребляемая) мощность N_z зависит от выбранного способа регулирования скорости.

При одном нерегулируемом насосе с рабочей подачей Q_{max} и постоянном давлении, равном максимальному p_{max} , насос постоянно потребляет мощность N_z пропорционально $p_{max} Q_{max}$. Это значит, что в теплоту переходит разность затраченной и полезной мощности, т. е. выделение теплоты в единицу времени $Q' \approx p_{max} Q_{max} - p_n Q_n$.

На рис. 4.2 мощность, переходящая в теплоту, представлена для этого случая площадью с наклонной штриховкой. Используя для регулирования скорости РО трехлинейный регулятор потока (см. рис. 2.21) на входе или двухлинейный регулятор потока (см. рис. 2.20) в ответвлении, можно при нерегулируемом насосе получить систему с переменным давлением, когда давление в напорной линии устанавливается автоматически на уровне, близком к p_n .

В этом случае потребляемая мощность $N_z \approx p_n Q_{max}$, поэтому мощность, переходящая в теплоту, $Q' \approx p_n (Q_{max} - Q_n)$. На графике она представлена площадью прямоугольника с горизонтальной штриховкой.

В системе с регулируемым насосом с управлением по давлению всегда поддерживается давление, близкое к p_{max} . Подача насоса автоматически устанавливается на уровне потребляемого расхода Q_n . В этом случае $N_z \approx p_{max} Q_n$, а мощность, переходящая в теплоту, $Q' \approx Q_n (p_{max} - p_n)$. На графике она представлена площадью прямоугольника с вертикальной штриховкой.

И, наконец, самой экономичной является схема с регулируемым насосом, работающим на один двигатель. В этом случае расход и давление примерно соответствуют потребляемым. Ранее мы рассматривали особенности схем регулирования скорости, теперь их можно дополнить проведенным сопоставлением по распределению потребляемой мощности.

Чтобы рассеять выделяющуюся теплоту и чтобы при этом нагрев масла относительно окружающего воздуха не превышал допустимой величины, нужно иметь достаточные размеры

гидробака для естественного теплообмена, или вводить в гидросистему устройства для охлаждения масла (теплообменные устройства, холодильные установки).

Объем V масла в гидробаке с естественным теплообменом, который необходим для рассеяния теплоты Q' в единицу времени при условии, что температура масла будет не более, чем на ΔT превышать температуру окружающего воздуха, можно приближенно определить по формуле, л:

$$V \geq 2,7 \cdot 10^4 \sqrt{(Q'/\Delta T)^3}, \quad (4.4)$$

где Q' — в кВт; ΔT — в °С.

При применении теплообменников требуемый объем масла в баке уменьшается в несколько раз, поскольку основная часть теплоты рассеивается теплообменником. Технические данные по отводу теплоты теплообменными устройствами приводят в каталогах и их можно использовать при расчетах. По техническим требованиям к станкам допустимая температура масла в гидросистеме 55°С.

В прецизионных станках это требование ужесточается и устанавливается допустимый перегрев относительно окружающего воздуха, который указывается в технических условиях. В зависимости от класса точности и конструкции станка допустимый перегрев составляет от 0 до 15°С. Когда требуется поддерживать температуру масла на уровне температуры окружающего воздуха или близко к ней, для охлаждения масла применяют холодильные установки с системами автоматического контроля и поддержания заданной температуры.

Указанные этапы расчета являются общими, а во многих случаях на них и заканчиваются расчеты по гидроприводам. Вместе с тем полезно познакомиться с некоторыми дополнительными расчетами, которые часто проводят при проектировании станков.

Жесткость гидроцилиндра можно подсчитать, используя формулу (1.8) жесткости масляного столба. Если представить гидроцилиндр с перекрытыми рабочими гидролиниями, то его поршень окажется как бы зажатым с обеих сторон между двумя масляными столбами. Известно, что жесткость такой системы равна сумме жесткостей каждой из пружин, какими в данном случае являются столбы масла. Минимальную жесткость гидроцилиндр с равными площадями с обеих сторон имеет при среднем положении поршня. Если рабочая площадь A , а длина хода поршня H , то высота масляного столба с каждой стороны поршня $H/2$, а жесткость гидроцилиндра при среднем положении поршня $C_{ц} = 4KA/H$.

Если модуль упругости масла K МПа, площадь A — см², а длина хода поршня H — мм, то расчетная формула жесткости примет вид, Н/мм: $C_{ц} = 400 KA/H$.

Зная жесткость гидроцилиндра, можно определить приближенно частоту собственных колебаний f подвижного узла массой m , приводимого гидроцилиндром, имеющим жесткость $C_{ц}$:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{ц}}{m}}; \text{ если } C_{ц} \text{ в Н/мм, а } m \text{ — кг, то } f \approx 5\sqrt{C_{ц}/m}, \text{ Гц.}$$

Такой расчет собственной частоты системы с гидроприводом полезно проводить для оценки возможности появления резонансных явлений, когда на РО будет действовать периодически изменяющаяся внешняя нагрузка, например от входа и выхода зубьев протяжки.

При расчетах гидравлической следящей системы с механической обратной связью (например для копировальных станков), пользуясь жесткостью гидроцилиндра, можно ориентировочно оценить достижимую точность копирования. Коэффициент усиления следящей системы по нагрузке K_R связан с нагрузкой R и погрешностью Δ соотношением $K_R = R/\Delta$.

Чтобы следящая система была устойчивой, т. е. будучи выведенной из состояния равновесия она возвращалась в это состояние, а не начинала совершать незатухающие колебания, K_R не должен превышать допустимую величину. С надежным запасом можно воспользоваться условием абсолютной устойчивости $-K_R \leq C_{ц}$. Тогда минимальная погрешность копирования $\Delta_{\min} \geq R/C_{ц}$.

Достаточно часто требуется проводить расчет гидравлических тормозных устройств, чтобы выполнить заданные требования по плавности торможения. Если это требование выражено в виде допустимого отрицательного ускорения a_{\max} при торможении, то можно воспользоваться для расчетов следующей упрощенной методикой (рис. 4.3). Гидроцилиндр Ц перемещает РО массой m со скоростью v_0 вдоль оси X .

Масло под давлением p_1 поступает в поршневую полость цилиндра площадью A_1 . Из штоковой полости площадью A_2

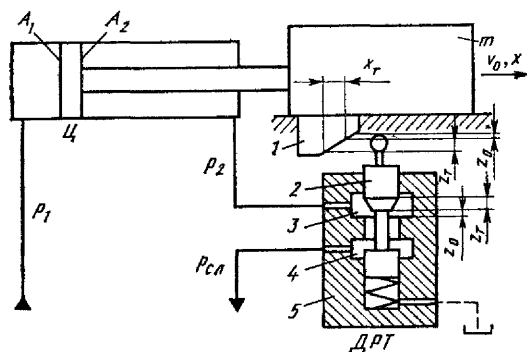


Рис. 4.3. Схема для расчета гидропривода с тормозным устройством

масло вытесняется под давлением p_2 через расточки 3 и 4 в корпусе 5 и проточку на золотнике 2 тормозного дросселя ДРТ в линию слива с давлением $p_{сл}$. Золотник 2 отжат пружиной вверх и тормозной конус золотника смещен относительно рабочей кромки корпуса в расточке 3 на z_0 .

Высота тормозного конуса z_T . Для осуществления торможения РО в нужном месте хода кулачок 1, закрепленный на РО, нажимает на золотник и плавно перекрывает выход масла из штоковой полости цилиндра. Будем считать, что эффективное торможение начинается после того, как золотник опустится на z_0 , а закончится, когда конус золотника перекроет проход масла через тормозной дроссель ДРТ.

Перемещению золотника z_T соответствует перемещение РО x_T . Естественно, что торможение будет плавным, если путь x_T переключения будет достаточным для торможения с ускорением a_{\max} меньше заданного, а тормозной конус на золотнике выполнен таким, что весь путь переключения используется для эффективного торможения.

Практика расчета и эксплуатации гидравлических тормозных устройств с механическим управлением (с контролем по пути) позволяет предложить для упрощенных расчетов устройств рассматриваемого типа принимать движение РО на участке торможения равнозамедленным с расчетным ускорением $a_p = (0,3 \dots 0,4) a_{\max}$. Тогда путь переключения для выбора профиля кулачка $x_T \geq v_0^2 / 2a_p$.

Чтобы эффективно использовать этот путь, после перемещения золотника на z_0 , т. е. в момент начала работы тормозного конуса, должна быть создана тормозная сила F_0 , обеспечивающая расчетное ускорение a_p . Для этого тормозной конус сразу же должен ограничить площадь проходного сечения в дросселе до величины A_0 такой, что будет создан перепад давления $\Delta p_{2.0}$, которому соответствует сила торможения $F_0 = \Delta p_{2.0} A_2$.

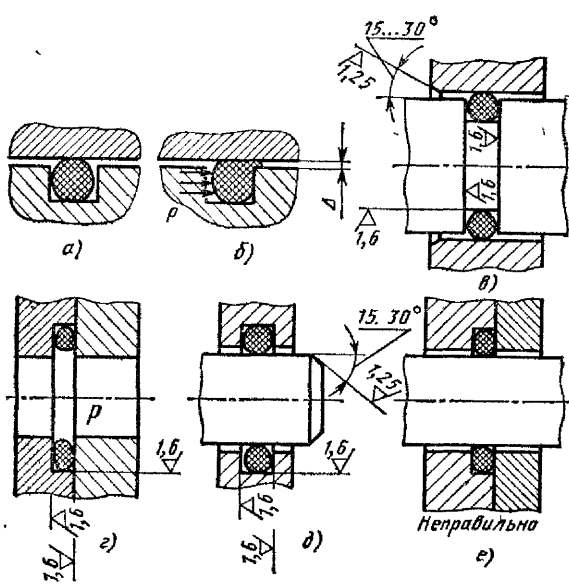
Но $F_0 = ma_p$, тогда $\Delta p_{2.0} A_2 = ma_p$, откуда $\Delta p_{2.0} = ma_p / A_2$. Это условие выведено в предположении, что давление p_1 в движущей полости цилиндра во время торможения не меняется. Если давление p_1 в начале торможения повышается на $\Delta p_{1.0}$, то $\Delta p_{2.0} = (\Delta p_{1.0} A_1 + ma_p) / A_2$.

Зная $\Delta p_{2.0}$, начальная площадь проходного сечения тормозного дросселя $A_0 \leq \frac{A_2 v_0}{\mu \sqrt{2 \Delta p_{2.0}} / \rho}$.

§ 3. УПЛОТНЕНИЕ ПОДВИЖНЫХ И НЕПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Во всех гидролиниях и устройствах гидроприводов во время их работы давление масла превышает атмосферное. Избыточное давление в станках составляет в напорных гидролиниях 1 ... 10 МПа, в сливных 0,1 ... 0,5 МПа, в дренажных до 0,05 МПа. Исключение составляют всасывающие трубы насосов, где во время работы появляется разрежение. Уплотнения решают задачу герметизации неподвижных или подвижных соединений.

Рис. 4.4. Схемы установки резиновых уплотнительных колец круглого сечения



При уплотнении неподвижных соединений (стыков) требуется полное исключение утечек или перетечек, особенно если это касается наружных утечек. Для подвижных соединений устанавливают жесткие нормы выноса масла, при выполнении которых могут образоваться только незначительные подтеки за длительное время работы, устраняемые протиркой при обслуживании и уборке станка.

Для уплотнения неподвижных соединений часто используют резиновые уплотнительные кольца круглого сечения по ГОСТ 9833—73*. Кольцо устанавливают в канавку с предварительным натягом 0,2 ... 0,8 мм на сторону (рис. 4.4, а), что обеспечивает уплотнение по поверхностям обеих сопрягаемых деталей при отсутствии избыточного давления и при низких давлениях масла. Если с одной стороны уплотнительного кольца появляется давление p (рис. 4.4, б), то кольцо деформируется и заполняет зазор Δ между уплотняемыми поверхностями с противоположной стороны.

Как видно, механизм работы уплотнения достаточно простой. Но важно понимать, что уплотнение стыка происходит за счет изменения формы резинового кольца, а не его объема. Поэтому форма и размеры канавки должны быть такими, чтобы кольцо свободно меняло свою форму под действием давления масла. В стандарте на кольца даны рекомендации по выбору размеров канавок, точности и шероховатости их рабочих поверхностей.

Часто кольца круглого сечения устанавливают в канавках на наружных цилиндрических поверхностях (рис. 4.4, в) и в

торцовых канавках (рис. 4.4, *з*). Эти канавки легко обрабатываются и легко контролируются по точности и шероховатости. Канавки в виде расточек (рис. 4.4, *д*) позволяют получить компактное уплотнение для подвижных соединений, а для неподвижных соединений практически не применяют из-за сложности обработки и контроля.

Применяя резиновые уплотнительные кольца круглого сечения, следует помнить, что такое кольцо может одновременно уплотнять только «один угол» в канавке, т. е. заполняет под давлением только одну щель или один стык. Поэтому попытки заставить кольцо одновременно уплотнять в двух местах, например по внутреннему диаметру и стыку плоскостей, неправильны (рис. 4.4, *е*).

С точки зрения уплотнения подвижные соединения можно разделить на две группы: с поступательным и вращательным относительным движением деталей. Для уплотнения поступательно движущихся деталей применяют резиновые U-образные манжеты, шевронные резиновые и резинотканевые уплотнения и резиновые кольца круглого сечения.

Резиновые уплотнительные манжеты предназначены для уплотнения деталей, перемещающихся возвратно-поступательно в диапазоне скоростей до 1,5 м/с. Это самые распространенные уплотнения для гидроцилиндров станков. Их применяют для уплотнения пары поршень — гильза цилиндра, когда манжета закрепляется на поршне (рис. 4.5, *а*); и пары крышка цилиндра — шток, когда манжету устанавливают в крышке цилиндра (рис. 4.5, *б*). Манжета имеет две рабочие кромки, благодаря чему

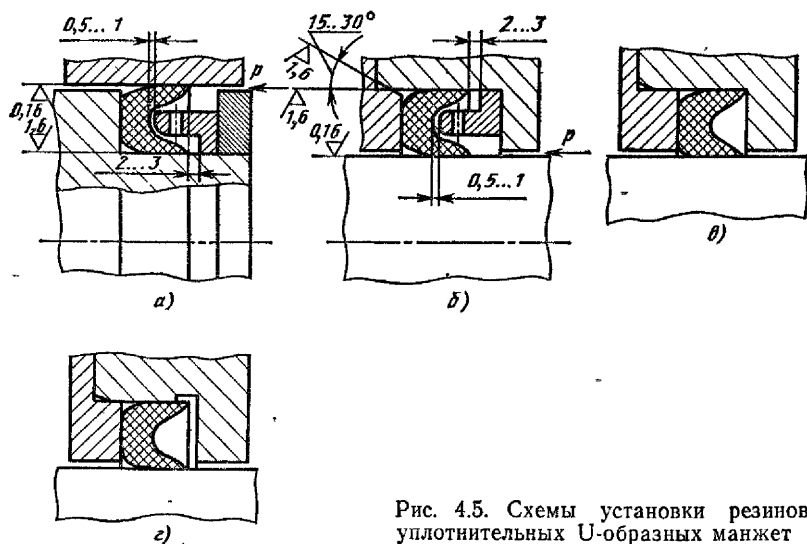


Рис. 4.5. Схемы установки резиновых уплотнительных U-образных манжет

она одновременно уплотняет одной из кромок подвижное соединение, а другой — неподвижное.

Долговечность и качество работы манжеты зависят от материала, качества ее изготовления и правильности конструкции уплотнительного узла. Рабочие поверхности деталей, контактирующие при движении с манжетой, должны иметь шероховатость поверхности не более $Ra = 0,16$ мкм.

Для предотвращения задиrow и коррозии поверхности штоков следует хромировать. Причем под твердым, но тонким хромированным слоем должно быть достаточно твердое основание. Это достигается закалкой поверхности штока до твердости около HRC₅₀ с последующим хромированием, при котором твердость поверхностного слоя доводится до HRC₆₀.

Для ограничения осевых перемещений манжеты при сборке узла и исключения возможности «подворачивания» ее рабочих кромок перед манжетой целесообразно устанавливать манжетодержатель с зазором 0,5 ... 1 мм относительно дна манжеты.

Следует обращать внимание также на условия работы второй рабочей кромки, уплотняющей стык в неподвижном соединении. Для этой кромки должен быть обеспечен хороший контакт с уплотняемой поверхностью. Типичные ошибки в конструкции уплотнительного узла — это ограничение пространства под манжету, что приводит к «утыканию» рабочей кромки или обеих кромок в угол детали (рис. 4.5, в) и попаданию рабочей кромки в канавку для выхода инструмента (рис. 4.5, г).

Резиновые круглого сечения и U-образные уплотнения можно повредить при монтаже. Поэтому их следует устанавливать с применением монтажных оправок, а в конструкции деталей уплотнительного узла должны быть предусмотрены заходные фаски под углом 15 ... 30° достаточной ширины со скругленными кромками (рис. 4.5, б).

Резиновые кольца круглого сечения применяют для уплотнения подвижных соединений только при коротких ходах уплотняемых подвижных деталей, поскольку, в отличие от манжет, эти кольца имеют меньшие возможности компенсации износа

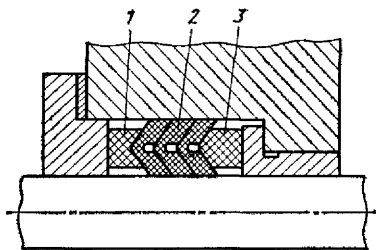


Рис. 4.6. Шевронные резинотканевые уплотнения

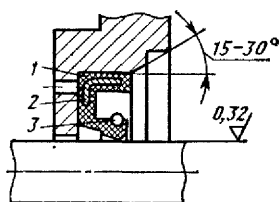


Рис. 4.7. Уплотнительные манжеты для вращающихся валов

резины и поэтому не могут обеспечить достаточной долговечности при большом пути пробега уплотняемой поверхности относительно рабочей поверхности кольца.

Шевронные резиноканевые уплотнения по ГОСТ 22704—77 (рис. 4.6) состоят из комплекта колец: нажимного 1, нескольких рабочих 2 и опорного 3. Такое уплотнение обладает большей долговечностью, чем U-образная манжета, но имеет большие размеры и потери на трение. Поэтому их применяют при давлении выше 10 МПа.

При изготовлении шевронных уплотнений из тканей с пропиткой графитом, они имеют меньшие изменения силы трения в зависимости от скорости движения, что важно при работе на малых скоростях, если нужно обеспечить высокую равномерность движения. Предварительный натяг шевронных уплотнений обеспечивается подбором прокладок под нажимной фланец крышки или соединением фланца с крышкой с помощью резьбы с возможностью регулировки осевого положения фланца.

Для уплотнения вращающихся валов применяют армированные манжеты по ГОСТ 8752—79. Эти манжеты допускают избыточное давление перед манжетой до 0,05 МПа и скорость относительного движения поверхности вала до 20 м/с. Манжета (рис. 4.7) состоит из корпуса 1, металлического каркаса 2 и пружинки 3, обеспечивающей поджим рабочего лепестка манжеты к уплотняемой поверхности. С внешней стороны в крышке предусматривают отверстие для выталкивания манжеты при демонтаже.

Кроме резиновых уплотнений в гидроцилиндрах станков часто применяют чугунные поршневые кольца (рис. 4.8, а). Кольца изготавливают из качественного чугуна и имеют прорез под углом 45° . В свободном состоянии кольцо можно разжать и установить в канавке поршня (рис. 4.8, б). В рабочем состоянии прорез Δ уменьшается до 0,1 ... 0,2 мм, образуя зазор для теплового расширения кольца. Основными уплотнительными поверхностями служат боковые и наружная поверхности кольца.

В зависимости от диаметра поршня цилиндра и рабочего давления масла число колец может меняться от двух до четырех. Прорезы двух соседних колец при монтаже разворачиваются на 180° . Чугунные поршневые кольца сложнее при

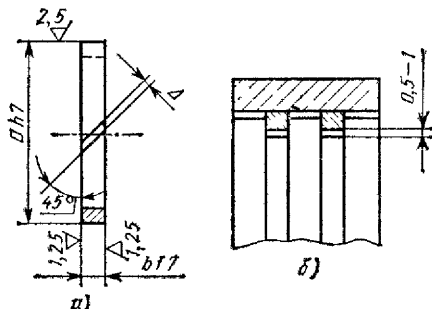


Рис. 4.8. Чугунные поршневые кольца

изготовлении, чем резиновые уплотнения, но они имеют меньшее трение и при нормальной эксплуатации работают до капитального ремонта станков, обеспечивая малые перетечки по поршню.

§ 4. ТРУБОПРОВОДЫ И АРМАТУРА ГИДРОСИСТЕМ

По трубопроводам потоки масла в гидросистеме передаются от насосной установки к аппаратуре управления и исполнительным гидродвигателям, а затем возвращаются в гидробак. Вместе с каналами в блоках и плитах, на которых крепится аппаратура управления, трубопроводы образуют гидролинии. При разборе схем (см. разд. 3) различных станков можно было отметить, что среди гидролиний есть такие, по которым потоки масла передаются всегда под высоким давлением (напорные гидролинии), и такие, по которым масло возвращается в бак под низким давлением (сливные линии) или практически без давления (дренажные линии). Кроме того, есть линии, в которых давление периодически меняется от высокого до низкого, как, например, в рабочих линиях гидродвигателей.

Существует два вида гидролиний — жесткие линии, не меняющие своей формы при движении узлов станка, и гибкие линии, осуществляющие связь между точками гидросистемы, которые при работе перемещаются относительно друг друга. В качестве материала для изготовления жестких трубопроводов в станках применяют стальные бесшовные холоднодеформированные трубы по ГОСТ 8734—75 и медные трубы по ГОСТ 617—72, а для гибких трубопроводов — рукава высокого давления по ГОСТ 6286—73. В станках шлифовальной группы, работающих при низких давлениях, применяют также латунные трубы.

Для соединения концов труб с другими элементами гидроприводов, а также между собой, используют стандартизованные присоединения, называемые арматурой. Основное требование к арматуре — удобство монтажа трубопроводов при полной их герметичности в заданном диапазоне рабочих давлений.

В гидроприводах станков отечественного производства получили широкое распространение три типа соединений для труб: с развальцовкой, шаровыми ниппелями и врезающимся кольцом. В соединениях с развальцовкой (рис. 4.9, а) на трубу 4 предварительно одевают ниппель 3 и гайку 2, после чего конец трубы развальцовывают.

При наворачивании гайки на штуцер 1 развальцованный конец трубы плотно зажимается между коническими поверхностями ниппеля и штуцера. Усилиями затяжки гайки должно быть обеспечено давление в стыке трубы с конусом штуцера выше давления масла, что является условием герметичности этого стыка. На противоположном конце штуцера может быть выполнена резьба для соединения штуцера с другими элемен-

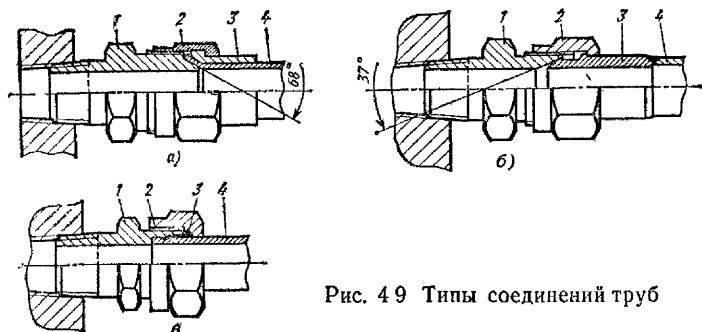


Рис. 49 Типы соединений труб

тами гидросистемы, тогда соединение называют концевым, или симметричный профиль для присоединения другой трубы, тогда соединение называют промежуточным.

Для концевых соединений применяется самоуплотняющаяся коническая резьба или метрическая резьба в сочетании с уплотнительным резиновым кольцом круглого сечения. Соединения с развальцовкой применяют в сочетании с тонкостенными медными, латунными и стальными трубами. Перед развальцовкой медные трубы должны быть отожженными, после чего они легко деформируются, принимая требуемую форму при монтаже трубопровода. Однако при работе в условиях пульсирующих давлений медные и латунные трубы склонны к усталостным разрушениям и уступают по долговечности стальным трубам.

Наименьшие требования по точности изготовления предъявляют к стальным трубам при выполнении соединений с шаровым ниппелем (рис. 4.9, б). Штуцер 1 имеет внутренний конус 37° , а ниппель 3 — сферическую наружную поверхность на конце. При навинчивании гайки 2 на штуцер сферическая поверхность ниппеля плотно прижимается к конической поверхности штуцера, образуя герметичный стык. Ниппель 3 с предварительно одетой гайкой 2 приваривается к трубе 4.

Недостатки этого типа соединений связаны со сваркой. Во-первых, трубы должны иметь толщину стенки в 3—4 раза больше, чем это требуется по условиям прочности при работе на давлениях до 10 МПа, что увеличивает вес и усложняет гибку труб. Во-вторых, при сварке на внутренних поверхностях образуется окалина и возможно попадание твердых частиц от сварки. Поэтому после приварки ниппелей требуется тщательная очистка внутренних каналов в стыке и последующие травление в растворе соляной кислоты, промывка в воде и нейтрализующем растворе и сушка.

Все большее применение находят соединения с врезающимся кольцом (рис. 4.9, в). Труба 4 для этого типа соединений должна быть калиброванной по наружному диаметру. Закаленное стальное кольцо 3 при затяжке гайки отжимается конусом

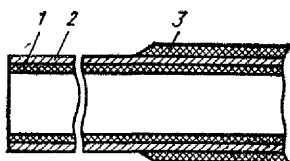
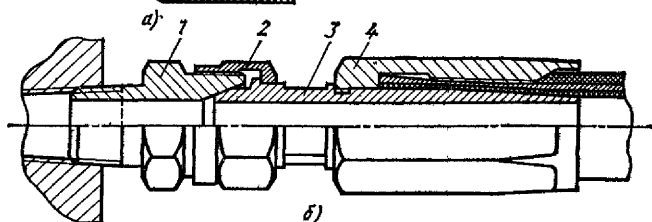


Рис. 4.10. Гибкие рукава высокого давления и способ их заделки в соединении



штуцера 1 внутрь и врезается в наружную поверхность трубы. Этим обеспечивается герметичность стыка кольца с трубой, а стык между кольцом и штуцером уплотняется аналогично соединению с шаровым ниппелем.

Гибкие рукава высокого давления (рис. 4.10, а) имеют один или несколько слоев металлической оплетки 2 из проволоки, внутренний герметизирующий резиновый слой 1 и наружный защитный слой из резины 3. Имеется несколько исполнений рукавов, которые отличаются числом слоев оплетки. Для крепления рукава в заделке наружный слой резины на конце рукава обычно срезается.

Конструкции штуцера 1, гайки 2 и конца ниппеля 3 со стороны гайки в соединениях для рукавов высокого давления (рис. 4.10, б) аналогичны соединениям для труб. Соединение ниппеля с рукавом бывает разборное и неразборное. На рисунке приведена конструкция разборного соединения, в котором рукав высокого давления зажимается между ниппелем 3 и муфтой 4 при вворачивании ниппеля в муфту с предварительно ввернутым в нее концом рукава.

Разборные соединения позволяют отрезать при сборке станков рукав нужной длины, а также повторно использовать соединение при замене поврежденного рукава. В неразборных соединениях муфта после сборки соединения обжимается по наружной поверхности в приспособлении или обкатывается на станке. Такие соединения используют при применении большого числа рукавов (например, в сельхозмашинах и строительно-дорожных машинах). В этом случае устанавливают ряд стандартных длин рукавов с заделками, которые в случае повреждения рукава подлежат замене вместе с соединениями.

При проектировании трубопроводов необходимо, чтобы металлические трубы были достаточно жесткими (при длинных трубах следует устанавливать промежуточные опоры с интервалом 1 ... 1,5 м из текстолита или металла с резиновыми прокладками, что позволит уменьшить вибрации труб); по воз-

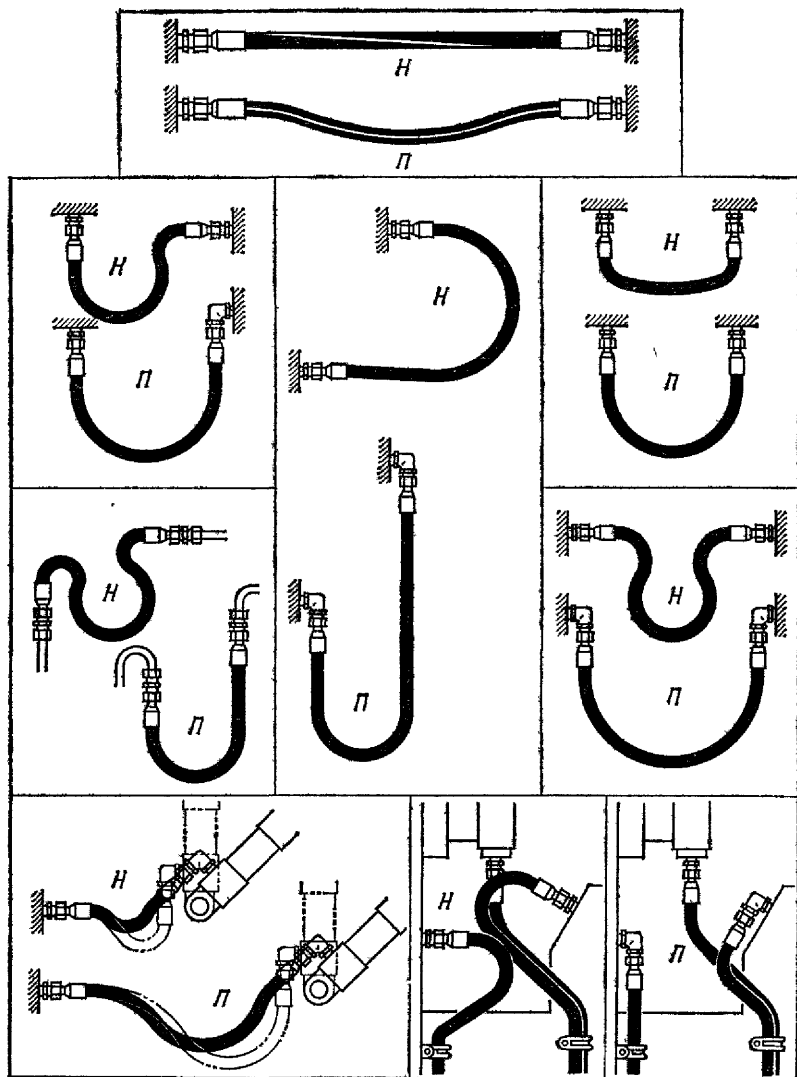


Рис. 4.11. Гибкие рукава

возможности был обеспечен свободный доступ для подтяжки к концевым и промежуточным соединениям; гибкие рукава высокого давления при работе не скручивались, а радиусы их изгиба должны быть по возможности больше. На рис. 4.11 показаны варианты правильного (П) и неправильного (Н) использования гибких рукавов для связи двух взаимно перемещающихся узлов.

§ 5. КОНДИЦИОНЕРЫ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ. ФИЛЬТРЫ. ТЕПЛООБМЕННИКИ

Если посмотреть на элементы гидропривода с точки зрения взаимодействия их внутренних деталей с рабочей жидкостью, то практически во всех случаях можно свести работу гидроустройств к взаимодействию потоков масла с подвижными перегородками на пути этих потоков. В гидроцилиндре такой перегородкой, например, является поршень; в гидравлических аппаратах управления — золотник, клапан, шарик и др.

Чтобы эти «перегородки» при работе могли перемещаться относительно неподвижных деталей, между ними должны быть зазоры. А чтобы через эти зазоры не перетекало масло, т. е. чтобы «перегородки» выполняли свое назначение, зазоры должны быть по возможности минимальными. Реально рабочие зазоры между подвижными деталями гидроустройств составляют 5 ... 50 мкм. В эти зазоры проникает масло, которое, с одной стороны, смазывает поверхности контакта деталей, с другой стороны, несет в себе механические загрязнения в виде твердых частиц.

Эти частицы забиваются в рабочие зазоры между деталями. Они разрывают при работе тонкий слой масляной пленки на поверхности деталей, увеличивая их износ. Наиболее твердые из этих частиц, заклиниваясь в зазорах, сами повреждают рабочие поверхности, оставляя на них царапины. Отсюда возникла одна из наиболее важных задач при проектировании гидропривода — обеспечение принудительной очистки масла от механических загрязнений.

Такую очистку называют **фильтрованием**, а гидроустройства, в которых проводится отделение из масла механических загрязнений, называют **фильтрами**.

Загрязнение масла может проходить во время поставки, хранения и при эксплуатации. Отсюда и возникает задача — защитить гидросистему от попадания загрязнений при заливке масла, обеспечить постоянную очистку масла при работе гидропривода от продуктов износа трущихся деталей и продуктов разложения самого масла, а также по возможности уменьшить количество твердых частиц, попадающих в масло из окружающего воздуха в виде пыли.

В зависимости от места установки в гидросистеме фильтры имеют определенные названия. Для очистки масла при заправке в верхней части гидробака устанавливают **заливной фильтр**. На крышке гидробака размещают воздушный фильтр (сапун), который очищает воздух, поступающий в гидробак при колебаниях уровня масла.

Приемные фильтры устанавливают на всасывающей линии насоса. **Напорные и сливные фильтры**, через которые пропускают соответственно потоки масла, поступающие под давле-

нием к гидроустройствам или возвращающиеся в гидробак по линии слива.

Фильтры различают также по виду применяемого фильтровального материала. В **сетчатых фильтрах** очистка происходит при прохождении масла через ячейки сетки фильтрующего элемента; в **пористых фильтрах** — через поры фильтрующего материала, в основном бумаги или картона; в **щелевых фильтрах** — через щели между фильтрующими элементами, обычно тонкими металлическими пластинами.

Показателем качества очистки масла фильтром является **тонкость фильтрации**, под которой понимают минимальный размер частиц, задерживаемых фильтрующим элементом (как бы абсолютная тонкость фильтрации). В характеристиках фильтров указывают номинальную тонкость фильтрации, под которой понимают минимальный размер частиц, задерживаемых фильтром не менее чем на 95 %.

Существует государственный стандарт на классы чистоты рабочих жидкостей гидроприводов. Однако из-за большой трудоемкости определения класса чистоты масла в реальных условиях эксплуатации чаще используют критерии тонкости фильтрации при выборе фильтров. Для нормальной работы станочных гидроприводов должна быть обеспечена номинальная тонкость фильтрации — 25 мкм, при применении дросселирующих распределителей, электрогидравлических усилителей мощности — не более 5...10 мкм. Эти требования указывают в руководствах по эксплуатации соответствующих гидроаппаратов.

Для очистки жидкостей используют также магнитные, центробежные и электростатические **сепараторы**. В гидроприводах станков чаще всего применяют магнитные сепараторы, в виде наборов постоянных магнитов, которые создают магнитное поле, под действием которого взвешенные в масле ферромагнитные частицы отделяются.

Конструкции основных типов фильтров станочных гидросистем. Воздушный фильтр (рис. 4.12, а) крепится на крышке гидробака с помощью резьбы в отверстии основания перфорированного стакана 1. Фильтрующий элемент 3 выполнен в виде двух слоев нетканого полотна, закрепленного на каркасе 2 проволочными кольцами 6. Сверху фильтроэлемент защищен колпачком 4, который крепится к стакану винтом 5. При понижении уровня масла в гидробаке воздух поступает под колпачок, через фильтроэлемент и отверстия в стакане в гидробак. Номинальная тонкость фильтрации этого фильтра 40 мкм. Основные детали фильтра изготавливают из пластмасс.

Заливной фильтр типа ФЗ (рис. 4.12, б) также устанавливают вертикально в верхней части гидробака и уплотняют резиновым кольцом 5. На корпусе 7 стяжкой 2 крепят фильтроэлемент 1 для очистки масла, фильтроэлемент 6 для очистки воздуха, магнитные сепараторы 3 и стакан 4. Масло при

заливке проходит из стакана 4 через окна 9 вдоль сепараторов 3 во внутреннюю полость фильтра и через фильтроэлемент 1 — в гидробак. Номинальная толщина фильтрации — 80 мкм.

После заливки фильтр закрывается крышкой 8 и внутреннее пространство гидробака сообщается с атмосферой через радиальные отверстия в корпусе под крышкой. Поступающий в бак воздух очищается фильтроэлементом 6.

Фильтр тонкой очистки для напорных гидролиний типа Ф7М (рис. 4.13) состоит из стакана 1, в котором размещается сменный бумажный или картонный фильтроэлемент 2, и головки 3 с индикаторным устройством и перепускным клапаном 9. В головке имеются входное и выходное отверстия с резьбой для подсоединения трубопроводов. В корпусе 4 индикаторного устройства размещен плунжер 7 с магнитом 6. Справа на плунжер действует давление во входном отверстии, а слева — давление в выходном отверстии и усилие пружины 5.

В корпусе 4 размещены также электрический датчик 8 и магнитный индикатор 11. В качестве электрического датчика используется магнитоуправляемый контакт (геркон). Магнитный индикатор 11 связан с диском 10, окрашенным наполовину

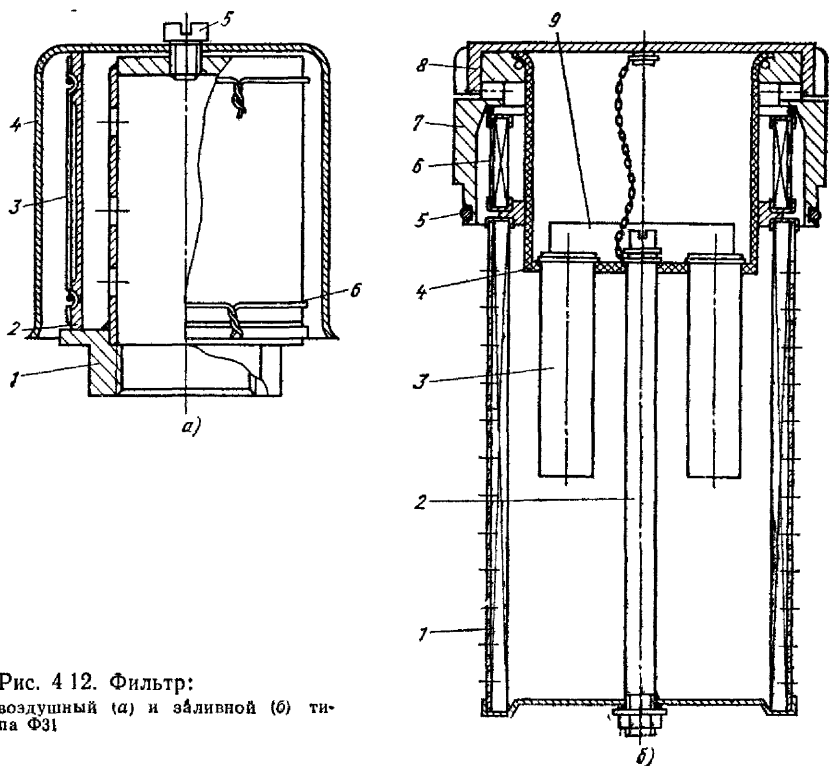


Рис. 4.12. Фильтр:
воздушный (а) и заливной (б) типа Ф31

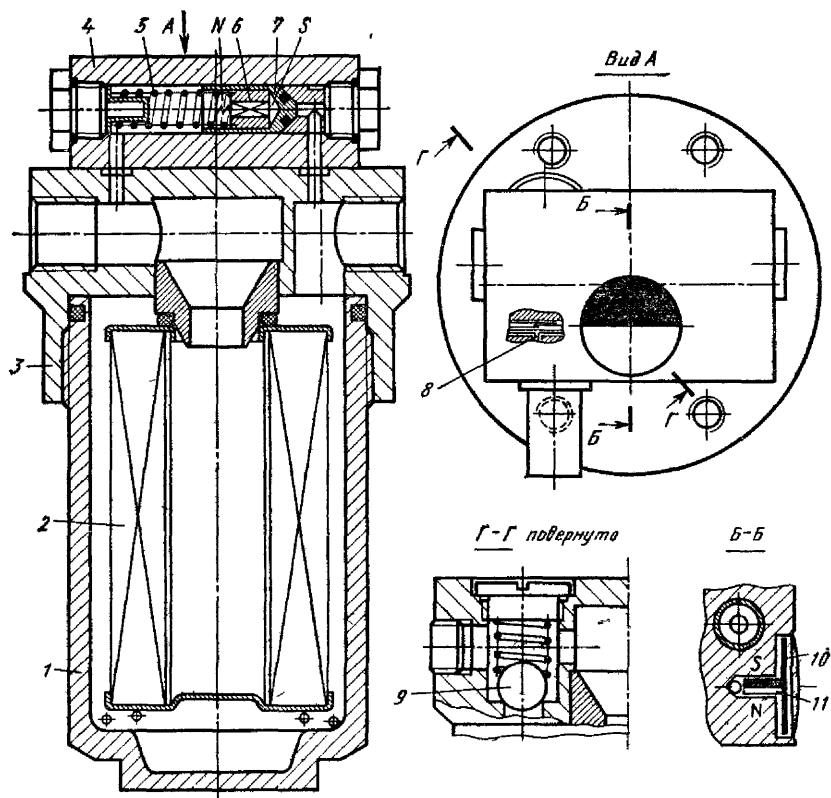


Рис. 4.13. Фильтр тонкой очистки типа Ф7М для напорных гидрولينий

в зеленый, наполовину в красный цвет. При работе масло поступает через входное отверстие внутрь стакана, проходит через фильтроэлемент и через центральный канал очищенное масло попадает в выходное отверстие. По мере загрязнения фильтроэлемента перепад давления на нем увеличивается, в результате чего увеличивается сила, стремящаяся сдвинуть плунжер 7 влево.

Когда степень загрязнения фильтроэлемента достигает предельно допустимого уровня, плунжер 7 отжимается от седла, площадь поверхности, на которую действует давление справа, увеличивается и плунжер резко смещается влево. В результате взаимодействия магнита 6 с индикатором 11 и электрическим датчиком 8 в глазке для визуального наблюдения появляется красная половина диска 10, а в систему выдается электрический сигнал о засорении фильтроэлемента и необходимости его замены.

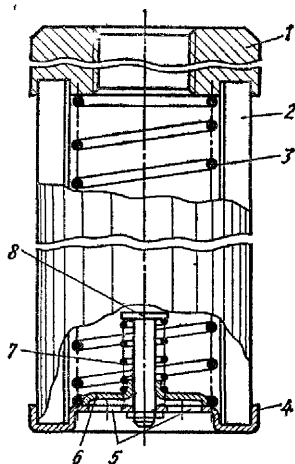


Рис. 4.14. Приемный фильтр

Если своевременная замена фильтроэлемента не будет проведена, то перепад давления на фильтре продолжает возрастать, что может привести к разрушению фильтроэлемента и выбросу отфильтрованных загрязнений в систему. Для защиты фильтроэлемента от разрушения служит перепускной клапан 9, который при достижении предельно допустимого перепада давления на фильтроэлементе (около 0,5 МПа) начинает пропускать масло из стакана 1 в выходное отверстие в обход фильтроэлемента. Фильтроэлемент продолжает очищать масло, но уже не весь поток, а только часть его, которая постепенно уменьшается по мере дальнейшего загрязнения фильтра.

Для визуального контроля состояния фильтроэлементов нужно регулярно проводить осмотр цветowych индикаторов, а электрический сигнал от датчика может использоваться для включения световой сигнализации на пульте управления или диагностическом табло станка, а в наиболее ответственных случаях — для блокировки работы станка до замены фильтроэлемента. Номинальная тонкость фильтрации напорных фильтров 5, 10, 25 и 40 мкм в зависимости от установленного фильтроэлемента.

Приемный фильтр (рис. 4.14) устанавливают на нижнем конце всасывающей трубы насоса. Фильтрующий элемент в виде гофрированного сетчатого стакана 2 закреплен между крышкой 1 и дном 4. Пружина 3 придает жесткость фильтроэлементу и служит для него как бы внутренним каркасом. В дне 4 имеются отверстия 5, закрытые тарельчатым клапаном 6, который прижимается к дну усилием пружины 7, установленной на стержне 8. При нормальной работе масло под действием атмосферного давления проталкивается через фильтроэлемент, очищается и поступает во всасывающую трубу насоса.

По мере засорения фильтроэлемента разрежение внутри него увеличивается и, когда перепад давлений на фильтроэлементе достигает около 0,01 МПа, открывается перепускной клапан 6 и масло начинает поступать в насос, частично минуя фильтроэлемент. Номинальная тонкость фильтрации 80 и 160 мкм. Такие фильтры можно устанавливать параллельно по нескольку штук. Степень засорения фильтроэлементов устанавливается визуальным осмотром при сливе масла из гидробака.

При рассмотрении гидравлических схем различных станков в разд. 3 уже встречались варианты включения фильтров. Различают полнопоточную фильтрацию, когда поток масла от насоса или на сливе проходит через фильтр (см. рис. 3.12 и 3.14) и частичную (пропорциональную) фильтрацию, когда через фильтр проходит только часть потока масла (Ф2 на рис. 3.9).

Часто применяют комбинированные схемы установки фильтров, в которых рационально используют особенности работы этих фильтров. В гидроприводах с большими расходами в основных гидролиниях и с регулируемыми насосами фильтры устанавливают на потоке от насоса подпитки, насоса управления или насоса для фильтрации. В гидроприводах малой мощности часто применяют полнопоточную фильтрацию в напорной или сливной гидролиниях.

От качества фильтрации масла в основном зависит надежность работы гидропривода, и необходимо уделять внимание вопросам фильтрации при проектировании гидропривода наравне с вопросами обеспечения технических характеристик и заданного цикла работы.

Кроме фильтрации к вопросам кондиционирования рабочей жидкости относится также обеспечение желаемого диапазона изменения температуры масла. Устройства для передачи теплоты между средами называют теплообменниками. К ним относят нагреватели и охладители масла для гидросистем. Нагрев масла в гидроприводах станков используется редко, и то только с целью ускорения периода разогрева в начале работы станка.

В большинстве случаев в гидроприводах выделяется избыточное количество теплоты и решается обратная задача — отвести эту теплоту с тем, чтобы температура масла не превышала допустимой нормы или чтобы нагрев масла не вызывал тепловых деформаций узлов станка, ухудшающих точность обработки деталей. Для охлаждения масла используют воздушные и водяные теплообменники, а для прецизионных станков, хотя и редко — холодильные машины.

В водяном теплообменнике (рис. 4.15) масло подводится к отверстию 1, проходит по трубкам и выходит из отверстия 2. Охлаждающая вода подводится к отверстию 3, омывает трубки, по которым течет масло, и отводится из отверстия 4. Теплота от масла через стенки трубок передается воде и масло на выходе из теплообменника имеет температуру ниже, чем на входе.

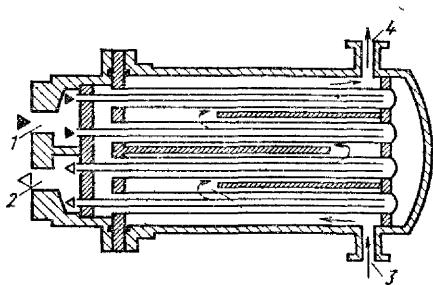


Рис. 4.15. Водяной теплообменник

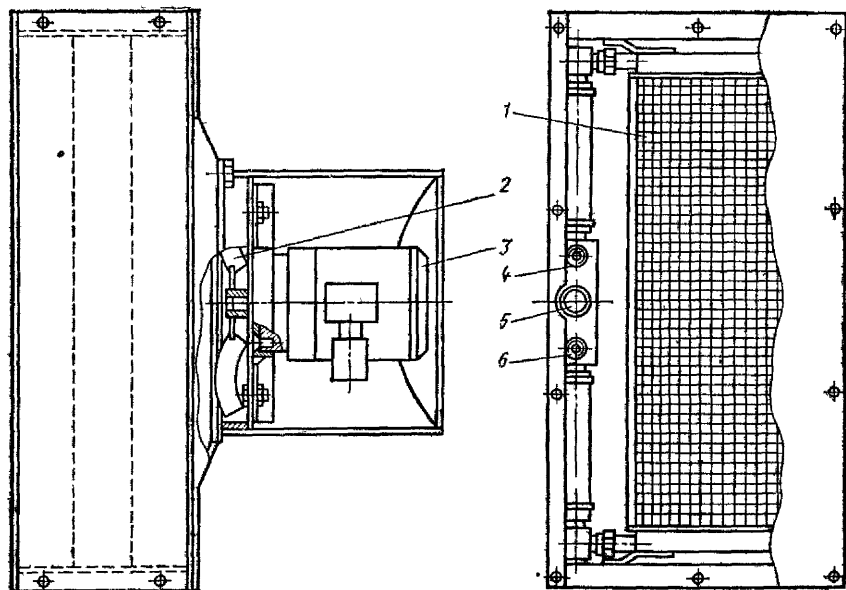


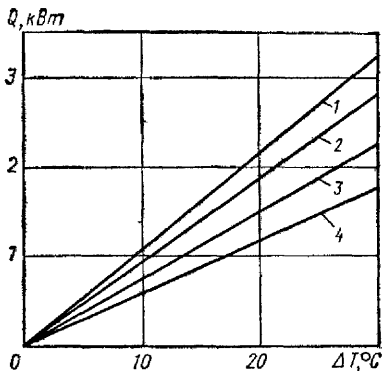
Рис 4 16 Воздушный теплообменник типа Г44-24

Водяные теплообменники достаточно компактны, бесшумны в работе и позволяют охлаждать масло до более низких температур, чем воздушные, если температура воды ниже температуры окружающего воздуха. Недостатком такого способа охлаждения являются более высокие затраты на подачу воды. Нарушения герметичности внутренних соединений в теплообменнике может привести к попаданию воды в масло, что обнаруживается не сразу и может вызвать серьезные нарушения в работе гидропривода.

Воздушные теплообменники получили наибольшее распространение в гидроприводах станков. В теплообменнике типа Г44-24 (рис. 4.16) масло подводится к входному отверстию 4, проходит по трубкам двух масляных радиаторов 1, включенных параллельно, и выходит через отверстие 6. Радиаторы выполнены из тонких латунных трубок с поперечной решеткой, через которую прогоняется воздух вентилятором 2, установленным на валу приводного электродвигателя 3.

Теплота отводится от масла воздухом через стенки трубок. Воздушно-масляные радиаторы работают только при низких давлениях (не выше 0,5 МПа), поэтому они подключаются к сливным гидролиниям или отдельному насосу. Кроме того, в конструкции теплообменника предусмотрен перепускной клапан 5, который пропускает масло из входного канала в выходной, минуя радиаторы, если перепад давления на радиаторах превышает допустимую величину.

Рис 4.17. Зависимость количества теплоты, отводимой воздушным теплообменником, от перепада температур масла и воздуха ΔT при расходе масла 70—(1); 35—(2); 12—(3) и 5—(4) л/мин



Количество теплоты, рас-
сеиваемое теплообменником в
единицу времени, зависит от
расхода масла и разности тем-
ператур ΔT между маслом и
окружающим воздухом. Тепло-
обменник типа Г44-24 может
отводить при расходе масла
70 л/мин (линия 1 на рис. 4.17) и перепаде температур 25°C
около 3 кВт теплоты.

Для определения количества теплоты при других условиях
на графике нанесены линия 2—при расходе масла 35 л/мин,
линия 3—12 л/мин и линия 4—5 л/мин. Теплообменники та-
кого типа применяют на серийных гидростанциях типа Г48-83.
Схемы включения теплообменников также показаны на рис. 3 9
и 3.11.

§ 6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ АККУМУЛЯТОРЫ

Гидравлическую энергию можно накапливать или,
как принято говорить, аккумулировать. Легко можно предста-
вить, что если заполнить емкость маслом под давлением, то
потом можно открыть выход масла из этой емкости в гидро-
двигатель и использовать энергию масла для выполнения по-
лезной работы. Потенциальная энергия E_p сжатого до давле-
ния p объема V масла равна произведению этих величин:
 $E_p = pV$ Полезная работа (без учета потерь) равна измене-
нию потенциальной энергии ΔE_p . Если нужно, чтобы давление
масла оставалось примерно постоянным, то ΔE_p должно быть
пропорционально $p\Delta V$.

Отсюда можно сформулировать требование к устройству
для накопления энергии масла—гидравлическому аккумуля-
тору: вмещать требуемый объем масла с заданным давлением
и при выходе масла поддерживать его давление. Само масло
сжимается очень мало. Так, если из объема масла в 1000 см^3
с давлением 15 МПа выпустить около 10 см^3 масла, то давле-
ние упадет почти до атмосферного. Поэтому для поддержания
давления масла по мере его выхода из аккумулятора требуется
производить на масло внешнее давление.

Средствами для создания и поддержания внешнего давле-
ния могут служить поршень (плунжер), находящийся под дей-
ствием груза, пружины или сжатого газа, мембрана или другой

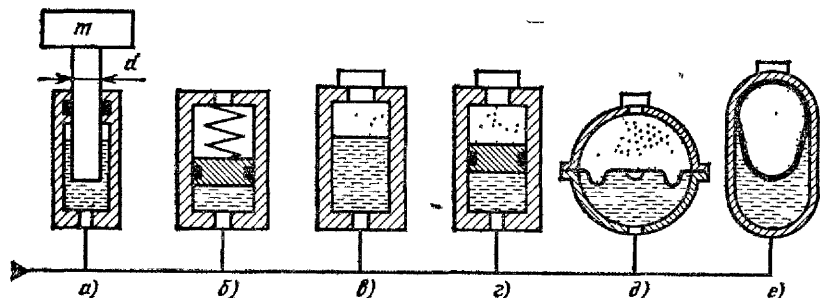


Рис. 4.18. Схемы гидроаккумуляторов

эластичный разделитель, через который на масло передается давление сжатого газа.

Принцип работы гидроаккумуляторов поясним рассмотрением их конструктивных схем. В грузовом гидроаккумуляторе (рис. 4.18, а) груз массой m давит через плунжер диаметром d на масло, создавая в нем давление $p = 4mg/(\pi d^2) \approx 12,5m/d^2$, МПа, если m — в кг, а d — в мм.

При поднятии плунжера на величину хода h в аккумуляторе накапливается объем масла $V = h\pi d^2/4$. Вместимость аккумулятора измеряют в литрах, тогда $V \approx 0,8 \cdot 10^{-6} d^2 h$, где d и h — в мм.

Достоинством грузовых аккумуляторов является то, что давление масла не зависит от положения плунжера, т. е. остается постоянным и при зарядке и при разрядке аккумулятора в пределах рабочего хода плунжера. Однако использовать это свойство, как и сами грузовые аккумуляторы, в гидроприводах станков практически не удастся из-за больших размеров этих аккумуляторов

Для примера проведем приблизительный расчет грузового аккумулятора с рабочим объемом $V = 0,5$ л при давлении $p = 5$ МПа. Если диаметр плунжера $d = 50$ мм, то для получения заданного рабочего объема ход плунжера $h = 250$ мм, что вполне приемлемо конструктивно, но для заданного давления потребуется масса груза $m = 1000$ кг. Можно уменьшить диаметр плунжера, например в 1,4 раза, т. е. принять $d = 36$ мм. Тогда можно уменьшить массу до 500 кг, но ход плунжера увеличится также в 2 раза, т. е. до 500 мм. Встраивать такое устройство даже в станок среднего размера практически не имеет смысла, а ведь мы проделали расчет аккумулятора с рабочим объемом всего 0,5 л.

Естественным решением, на первый взгляд, представляется использование пружины для создания усилия на поршень гидроаккумулятора (рис. 4.18, б). В пружине можно аккумулировать энергию практически без каких-либо потерь. Однако в

этом случае «подводным камнем» оказывается то, что развиваемое пружиной усилие зависит от положения поршня. При заполнении аккумулятора маслом в процессе зарядки пружина сжимается, усилие на поршень, а значит, и давление масла увеличиваются. При разрядке аккумулятора соответственно давление масла уменьшается.

Развиваемое пружиной усилие F в начале заполнения аккумулятора равно произведению жесткости C пружины на величину деформации, т. е. сжатия h_1 относительно свободного состояния: $F_1 = Ch_1$. В конце заполнения аккумулятора пружина сожмется дополнительно на величину хода h плунжера и $F_2 = C(h_1 + h)$.

Соответственно в начале заполнения давление масла $p_1 = 4F_1/(\pi d^2)$, в конце $p_2 = 4F_2/(\pi d^2)$. Изменение давления $\Delta p = 4Ch/(\pi d^2)$. Если C — в Н/мм, h и d — в мм, то $\Delta p \approx 1,25Ch/d^2$, МПа.

Проведем приблизительный расчет пружинного аккумулятора и сравним с грузовым аккумулятором при тех же условиях: $V = 0,5$ л и $p = 5$ МПа (это давление примем за давление в конце зарядки). Тогда наибольшее усилие пружины F_2 при $d = 50$ мм должно быть равно силе тяжести груза $F_2 = mg = 10$ кН. Если допустить уменьшение давления во время разрядки даже на 25 %, то при ходе $h = 250$ мм жесткость C пружины должна быть не более 10 Н/мм. Предварительное сжатие пружины $h_1 = 3h = 750$ мм, а длина пружины в свободном состоянии будет не менее 2 м.

Как видно из этого подсчета, пружинные аккумуляторы для гидроприводов станков также реально осуществимы только при небольших рабочих объемах. В серийно выпускаемых гидростанциях для станков применяют пружинные аккумуляторы с рабочим объемом до 50 см³.

Наиболее компактную конструкцию имеют гидравлические аккумуляторы, в которых для создания давления на жидкость используется сжатый газ. Такие аккумуляторы получили название пневмогидравлических. В качестве рабочего газа в них используют в основном азот. При давлениях ниже 1,5 МПа можно применять также и сжатый воздух, но нужно иметь в виду, что воздух при повышенных давлениях представляет собой взрывоопасную смесь, поэтому лучше заряжать аккумуляторы нейтральным газом.

Встречаются конструкции аккумуляторов без механического разделения газа и рабочей жидкости (рис. 4.18, в), но в станках применяют пневмогидравлические аккумуляторы с разделяющим поршнем (рис. 4.18, г) и эластичными разделителями в виде мембраны (рис. 4.18, д) или баллона (рис. 4.18, е).

Изменение давления p в замкнутом объеме V газа при его сжатии или расширении можно подсчитать, используя газовые законы.

Для практических расчетов удобно пользоваться уравнением для изотермического процесса. При этом результаты расчета дают достаточную точность при выборе типоразмера пневмогидравлического аккумулятора. Полным объемом V пневмогидравлического аккумулятора называют его внутренний объем, который перед началом работы заполняется газом.

Давление газа при этом называют давлением p_3 зарядки. При повышении давления масла в точке подключения аккумулятора выше давления зарядки масло начинает заполнять аккумулятор, сжимая газ. При работе давление масла меняется от наименьшей p_{\min} до наибольшей p_{\max} величины. Количество масла, поступающее при этом в аккумулятор или вытесняемое из него, называют полезным или рабочим объемом V_n . Эти величины связаны между собой при изотермическом процессе соотношением

$$V_n = V p_3 \left(\frac{1}{p_{\min}} - \frac{1}{p_{\max}} \right).$$

На практике решается одна из двух задач: выбор типоразмера аккумулятора по заданным значениям V_n , p_{\min} и p_{\max} или определение давления зарядки, если известен также и размер аккумулятора, т. е. его полный объем V . Для таких расчетов можно пользоваться графиками, представленными на рис. 4.19, на которых приведены кривые зависимости относительного объема масла V_m в полном объеме аккумулятора от давления при различных давлениях зарядки газа p_3 .

Пусть требуется выбрать, например, типоразмер газогидравлического аккумулятора с полезным объемом $V_n = 0,5$ л при $p_{\max} = 5$ МПа и $p_{\min} = 4$ МПа (на 20 % меньше, чем p_{\max}). Давление зарядки наиболее выгодно устанавливать на уровне p_{\min} с небольшим запасом.

Примем $p_3 \approx 4$ МПа, тогда объем масла при минимальном давлении $V_{m, \min} \approx 0$, а при максимальном давлении $V_{m, \max} \approx 0,2 V$. Полезный объем $V_n = V_{m, \max} - V_{m, \min} = 0,2 V$, откуда $V = V_n / 0,2 \approx 2,5$ л. Для сравнения сделаем этот расчет для давления зарядки $p_3 = 2$ МПа.

По рис. 4.19 определяем $V_{m, \min} = 0,5 V$ и $V_{m, \max} = 0,6 V$, поэтому $V_n = (0,6 - 0,5) V = 0,1 V$ и $V = 5$ л, т. е. при прочих равных условиях при понижении давления зарядки придется применить аккумулятор большего размера.

Пневмогидравлический аккумулятор получается значительно меньше по размерам и весу, чем грузовой и пружинный. К недостаткам газогидравлических аккумуляторов относятся усложнения эксплуатации, связанные с необходимостью их зарядки при сборке станка, разрядки перед транспортировкой, повторной зарядки при запуске станка у потребителя и необходимостью периодических наблюдений за работой аккумулятора при эксплуатации станка.

Рассмотрим более подробно конструкцию поршневого пневмогидравлического аккумулятора типа АР (рис. 4.20). В цилиндре 4 размещен поршень 5 с уплотнительными кольцами 6, который разделяет внутреннее пространство цилиндра на две части: жидкостную камеру между поршнем и крышкой 2 и газовую камеру между поршнем и крышкой 7. Крышки уплотнены кольцами 3 и крепят к цилиндру с помощью резьбовых фланцев 1 и 8. В крышку 7 ввернуто зарядное устройство 9, в котором имеется центральная запирающая игла и два наклонных боковых канала для подключения баллона с азотом и манометра.

При зарядке сначала присоединяют манометр и баллон, затем открывают игольчатый клапан и кран подачи азота на баллоне. Давление зарядки контролируют по манометру. После достижения заданного давления игольчатый клапан перекрывают, отсоединяют баллон с азотом. В этот наклонный канал устанавливают заглушку, открывают игольчатый клапан и по манометру еще раз проверяют давление зарядки. Игольчатый клапан перекрывают, а затем открывают только периодически при осмотре аккумулятора.

Наибольший эффект гидроаккумуляторы дают тогда, когда по циклограмме работы станка требуется кратковременно подавать ограниченный объем масла с большим расходом, а в остальное время достаточен значительно меньший расход, либо вообще достаточно только поддерживать в системе давление на заданном уровне и компенсировать утечки в элементах гидросистемы.

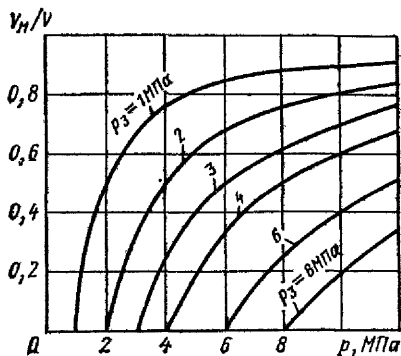


Рис. 4.19. Зависимость относительного объема масла V_n в полном объеме аккумулятора от давления p при различных давлениях зарядки газа p_3

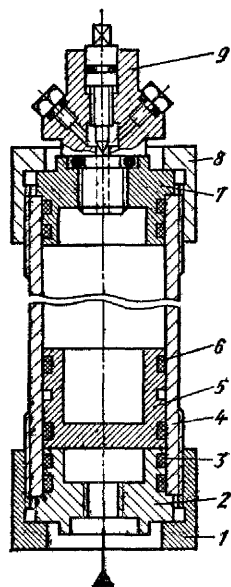


Рис. 4.20. Поршневой пневмогидравлический аккумулятор типа АР

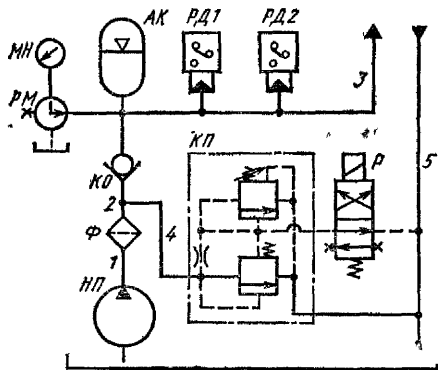


Рис. 4.21. Схема гидростанции

Применение аккумулятора позволяет использовать насос с меньшей рабочей подачей, уменьшать потребляемую мощность и снизить нагрев масла. В схеме гидростанции типа ИСВУ, предназначенной в основном для питания гидрофицированных зажимных приспособлений (рис. 4.21) гидроаккумулятор типа АРХ-6,3/32 с номинальной емкостью 6,3 л подключен к напорной гидрوليнии 3 на выходе из гидростанции.

Реле давления РД1 настроено на наибольшее давление в системе, реле РД2 — на наименьшее. Если давление в системе понижается ниже минимального, то по команде от РД2 включается электромагнит распределителя Р. Предохранительный клапан КП настроен на давление несколько большее, чем РД1. Насос нагнетает масло по линии 1, через фильтр Ф, по линии 2, через обратный клапан КВ и по линии 3 в систему. По мере заполнения аккумулятора АК давление в системе повышается до давления настройки РД1.

По команде от этого реле электромагнит распределителя Р отключается и распределитель переключается пружиной в положение, при котором надклапанная полость основной (нижней) ступени двухступенчатого клапана КП (клапан непрямого действия) соединяется через распределитель со сливной линией 5 (как показано на схеме). Клапан открывается и соединяет линию 2 через линию 4 с линией 5, что соответствует разгрузке насоса до давления около 0,3 МПа.

В то же время давление в линии 3 поддерживается гидроаккумулятором АК. По мере разрядки аккумулятора, осуществляющего компенсацию утечек, давление понижается до уровня настройки РД2, после чего подается команда на включение электромагнита распределителя Р. Клапан КП закрывается, прекращается разгрузка и насос начинает работать на систему, одновременно осуществляя подзарядку аккумулятора. В периоды разгрузки насоса резко уменьшается потребляемая мощность и тепловыделение в гидросистеме.

Гидроаккумуляторы успешно применяют также в системах гидроуравновешивания вертикально перемещающихся узлов, для гашения пульсации давления и др. Необходимо помнить, что при использовании гидроаккумуляторов должны предусматриваться дополнительные меры предосторожности при эксплуатации гидропривода, а также устройства для разрядки аккумуля-

мулятора, когда требуется обслуживать гидросистему при выключенном насосе.

§ 7. НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ И ГИДРОСТАНЦИИ

Насосной установкой называют гидравлический агрегат, в котором конструктивно объединены гидробак, насосный агрегат (насос с приводным электродвигателем), устройства для очистки масла и поддержания его температуры, аппаратура регулирования и контроля давления. Внешними гидролиниями насосной установки являются одна или более напорных линий, линии слива и дренажа.

Таким образом, от насосной установки можно только питать гидросистему рабочей жидкостью. Если же в этом гидроагрегате предусмотрена возможность размещать контрольно-регулирующую и распределительную аппаратуру для управления гидродвигателями, то его называют гидростанцией или станцией гидропривода. Гидростанции соответственно соединяют со станком большим числом гидролиний, чем насосные установки.

Конструирование и производство насосных установок и гидростанций имеет специфику и на современном этапе оказалось экономически целесообразным организовать серийное производство типовых насосных установок и гидростанций на специализированных заводах по производству гидрооборудования. Благодаря наличию достаточно широкой номенклатуры этих агрегатов, при проектировании станков на этапе составления принципиальной гидросхемы и проведения расчетов обычно производятся анализ возможности использования какой-либо типовой насосной установки или гидростанции и выбор ее типоразмера.

Познакомимся с наиболее распространенными в станках отечественного производства типовыми насосными установками и гидростанциями. В насосной установке (НУ) типа Г48-22Н пластинчатый насос ПН (рис. 4.22, а) нагнетает масло в напорную линию через фильтр (Ф) и обратный клапан (КО). Наибольшее давление в системе настраивается регулировкой клапана КП и контролируется по манометру МН, который может подключаться к напорной и сливной линиям переключением распределителя РМ. Из гидросистемы масло возвращается в гидробак (Б) через линию слива. При этом масло проходит через подпорный клапан КС и воздушный теплообменник АТ. Утечки из системы по линии дренажа могут отводиться в бак без какого-либо подпора. Объем бака составляет 63 л.

Существуют насосные установки с подачей насоса 8 ... 35 л/мин и мощностью приводного электродвигателя 2,2 и 3 кВт. В зависимости от подачи насоса и мощности электродвигателя наибольшее рабочее давление составляет 2,5 ...

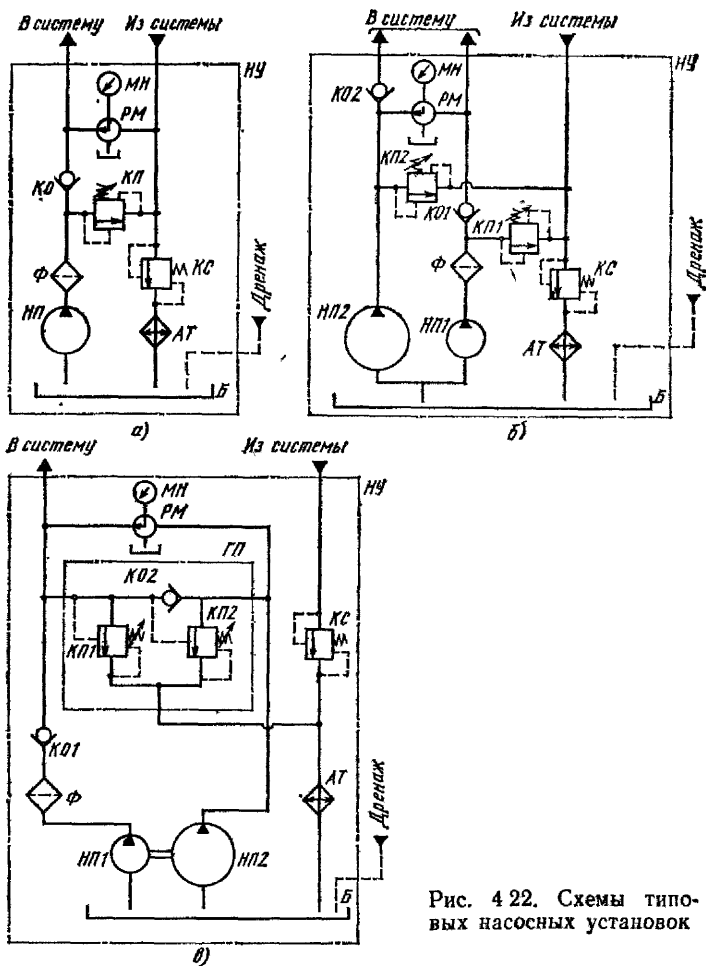


Рис. 4.22. Схемы типовых насосных установок

6,3 МПа. Воздушный теплообменник позволяет ограничивать перегрев масла не более 27°С относительно окружающего воздуха.

На базе этой насосной установки изготавливают несколько модификаций. В исполнении установки с двумя отдельными потоками типа Г48-12 (рис. 4.22, б) двухпоточный пластинчатый насос имеет секции НП1 и НП2, каждая из которых подает масло в систему независимо одна от другой соответственно через обратные клапаны КО1 и КО2.

Давления в напорных линиях могут регулироваться также независимо клапанами КП1 и КП2 и контролироваться подключением манометра МН через распределитель РМ. Сливная линия из системы общая. Исполнения с переменной рабочей подачей насосов включают различные комбинации секции НП1

с подачей 8 ... 18 л/мин и секций НП2 с подачей 8 ... 35 л/мин.

Наибольшие рабочие давления в каждой из напорных гидрولينей также зависят от рабочей подачи секций и мощности электродвигателя и находятся в пределах 1 ... 6 МПа. В исполнении установки Г48-32 с двухпоточным насосом и разделительной гидропанелью (рис. 4.22, в) обе секции насоса НП1 и НП2 подают масло в систему по общей напорной линии. Секция НП1 постоянно работает на систему и поддерживает рабочее давление, которое настраивается клапаном КП1. Клапан КП2 прямого действия и настраивается на давление, которое ниже давления настройки клапана КП1.

В тех рабочих переходах цикла работы гидросистемы, когда давление понижается ниже настройки клапана КП2, например при ускоренных холостых перемещениях узлов станка, клапан КП2 закрывается и секция насоса НП2 с большей подачей также нагнетает масло в систему через клапан КО2. При этом расход в систему равен сумме расходов от обеих секций насоса. После окончания быстрых перемещений давление в системе повышается до настройки клапана КП1. Клапан КП2 открывается полностью и пропускает поток масла от секции НП2 в линию слива, разгружая тем самым эту секцию от давления. Конструктивно клапаны КП1, КП2 и КО2 объединены в гидропанель (ГП), которую называют разделительной гидропанелью.

В зависимости от сочетания секций насоса обеспечивается наибольшее давление во время рабочих подач до 6,3 МПа и суммарная подача насосов во время ускоренных ходов РО до 50 л/мин при давлении до 2 МПа. Имеется также модификация насосной установки типа 4Г48-14 с автоматическим переключением насосов по расходу. В этом исполнении на выходе из установки поддерживается постоянное давление, а в зависимости от потребляемого расхода две секции насоса подключают к системе поочередно или вместе. Неработающая в данный момент на систему секция разгружается.

Широкое применение в станках находят гидростанции типа Г48-8. Гамма гидростанций состоит из четырех типоразмеров по емкости гидробака: 63, 100, 160 и 250 л. Для каждого размера бака имеются несколько размеров гидрошкафа по высоте, которые выбирают в зависимости от количества размещаемой на станции гидроаппаратуры.

Различные варианты насосных гидроагрегатов станций позволяют питать гидросистемы маслом под давлением до 12,5 МПа с расходом 3 ... 135 л/мин и иметь при этом от одного до четырех независимых потоков. Станции имеют встроенные воздушные теплообменники с полупроводниковыми терморегуляторами, позволяющие поддерживать температуру масла не выше 55 °С.

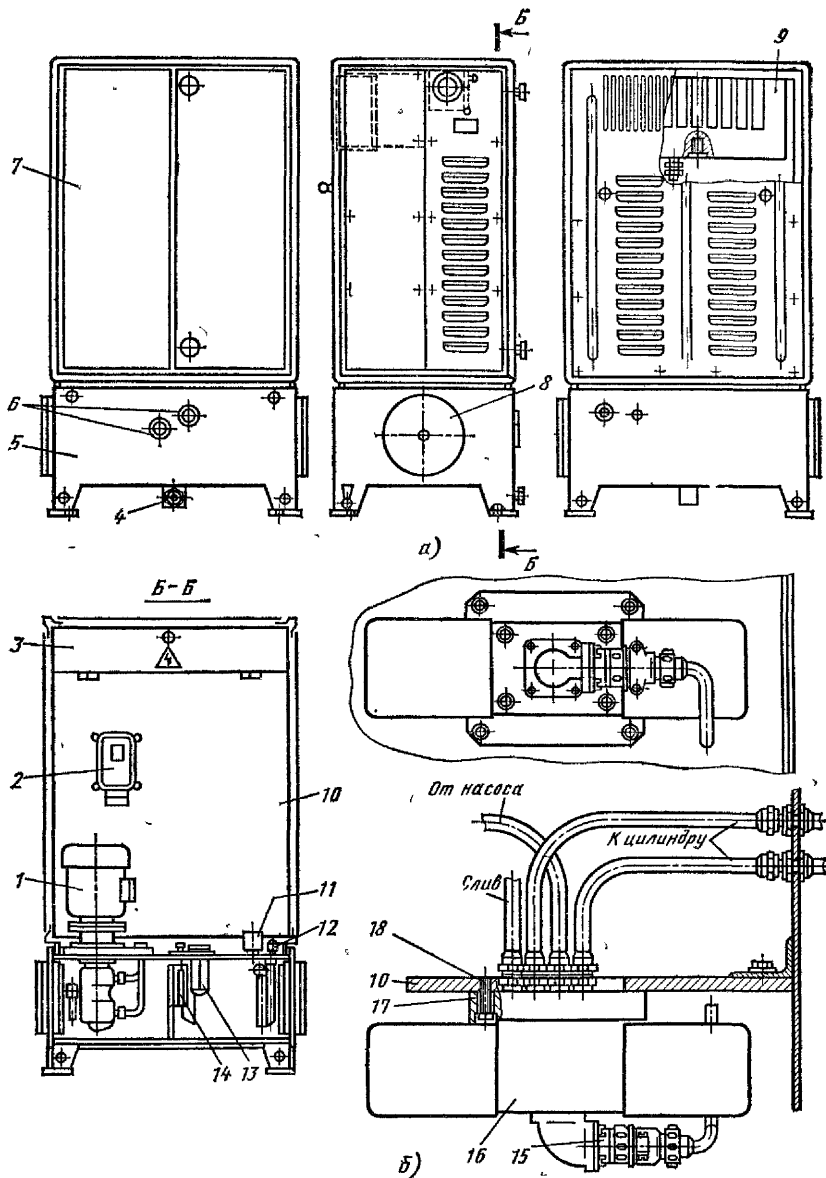


Рис. 4.23. Гидростанция типа Г48-8

Бак 5 (рис. 4 23, а) служит одновременно емкостью для масла и основанием станции. На нем монтируют гидрошкаф 7, закрытый дверцами с передней стороны и съемными стенками с жалюзиями с задней и боковых сторон, а также сверху. На верхнем листе бака размещены насосные агрегаты 1, которые по заказу потребителя могут располагаться перед щитом и за щитом 10 гидрошкафа. Внутреннее пространство гидробака сообщается с окружающим воздухом через фильтр-сапун 11.

Масло заливается в бак через заливной фильтр 13. Бак разделен перегородкой на два отсека, в одном из которых располагаются насосы, а в другом производится слив масла из гидросистемы. В перегородке имеется окно, через которое отстоявшееся в сливном отсеке масло перетекает в насосный отсек. В этом окне размещены магнитные патронные сепараторы 14, задерживающие взвешенные в масле ферромагнитные частицы. Уровень масла при заливке и работе гидростанции контролируется визуально по маслоуказателям верхнего и нижнего уровня 6. Доступ во внутренние полости отсеков бака для очистки возможен через боковые люки со съемными крышками 8.

Слив масла из бака производится в основном откачкой через заливную горловину, а остатки масла можно слить через сливную пробку 4. Воздушный теплообменник 9 размещен в верхней части гидрошкафа. Причем воздушный поток создается встроенным в теплообменник вентилятором так, что забор воздуха производится через решетку в задней стенке гидрошкафа, а выброс нагретого воздуха — через решетку в верхней крышке. Управление включением и выключением электродвигателя вентилятора осуществляется полупроводниковым терморегулятором 2, установленным на щите 10, с датчиком 12, погруженным в масло в сливном отсеке гидробака.

В верхней части гидрошкафа перед щитом размещена электрокоробка 3, в которой можно размещать клеммники для подключения питания к электромагнитам гидрораспределителей с электроуправлением, реле давления и др. Монтаж гидроаппаратуры производится в основном на съемном щите 10. Аппараты стыкового присоединения монтируют на промежуточных плитах, которые выполняют индивидуально для каждого аппарата или для группы аппаратов. В последнем варианте соединение аппаратов между собой производится через сверленные каналы в плите.

На рис. 4.23, б показан монтаж гидрораспределителя с электромагнитным управлением 16 на щите 10. Промежуточная плита 17 крепится к щиту винтами 18. Соединение распределителя с остальными элементами гидросистемы производится трубами, которые присоединяются к плите 17 через окно, дополнительно обработанное в щите 10, перед установкой плиты.

Внешние выводы от гидростанции осуществляют через промежуточные соединения, которые располагают на боковых стенках или в нижней части задней стенки гидрошкафа. Питание электромагнитов распределителя производится через штепсельный разъем 15 и кабель, подключаемый к клеммнику в электрокоробке 3.

Изготавливают также гидростанции, конструктивно унифицированные с гидростанциями Г48-8. Это гидростанции типа Г48-9 открытого исполнения без наружных стенок и дверок на гидрошкафе. Такие гидростанции находят применение в основном для полуавтоматов производного типа и автоматов, работающих в условиях крупносерийного производства, где важным требованием является легкость доступа к элементам гидростанции для обслуживания и быстрой замены при появлении отказов в работе.

В гидростанциях типа РГ48-8 один из насосных агрегатов выполнен с регулируемым пластинчатым насосом типа Г12-5М с управлением по давлению и номинальной рабочей подачей 25; 50; 70 или 100 л/мин. На базе гидростанций типа Г48-8, РГ48-8 и Р48-9 изготавливают комплексные станции гидроприводов для конкретных шлифовальных, фрезерных, отрезных и многооперационных станков. В этих станциях полностью монтируют гидроаппаратуру управления станком, и при сборке станка станцию только подключают к станку через внешние соединения.

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ПНЕВМОПРИВОДЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ СТАНКОВ

ГЛАВА I. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ

§ 1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ ТЕРМОДИНАМИКИ

Термодинамика изучает закономерности превращения энергии в различных физических, химических и других процессах (в том числе превращение теплоты в работу в тепловых двигателях, потенциальной и кинетической энергии газов в работу в пневматических приводах) и представляет собой науку об энергии и ее свойствах. Термодинамика основывается на двух экспериментально установленных законах, получивших название первого и второго начал (законов) термодинамики.

Задача термодинамики состоит в исследовании макроскопических свойств реальных тел в состоянии равновесия, а также процессов, происходящих с этими телами вследствие внешнего воздействия. Предметом изучения являются результаты этого воздействия, т. е. конечное состояние, достигаемое телом, произведенная работа и количество поглощенной телом теплоты. В технической термодинамике законы термодинамики применяют к процессам взаимного превращения теплоты и работы в тепловых машинах.

В пневматических приводах и системах управления используют свойства сжатого газа (воздуха) для совершения заданной машине (станку) работы. Применение законов термодинамики позволяет рассчитать основные параметры пневматических устройств, используемых в машиностроении. В термодинамике имеются свои понятия, термины и определения.

Термодинамическая система — это совокупность материальных тел, которые могут обмениваться энергией в форме теплоты и работы как между собой, так и с окружающей средой. Исследуя, например, воздух, находящийся в комнате, можно выделить (произвольно) некоторый объем и рассматривать его как термодинамическую систему. Все, что лежит за пределами этой системы, рассматривается как окружающая среда.

Термодинамическую систему, которая не может обмениваться теплотой с окружающей средой, называют теплоизолированной или адиабатически изолированной системой. Так, с некоторыми допущениями большинство процессов, происходящих в пневматических приводах, в связи с быстрыми перемещениями рабочей среды (сжатого воздуха) можно рассматривать

как адиабатические, а пневмопривод — как адиабатически изолированную систему.

Термодинамическая система, не обменивающаяся с окружающей средой веществом, называется закрытой. Если состояние термодинамической системы не меняется с течением времени, т. е. если свойства системы, сравниваемые в два различных момента времени, одинаковы, то система находится в термодинамическом равновесии, или просто в равновесии. В системе, находящейся в равновесии, передача теплоты от одних частей системы к другим или к окружающей среде и механическое перемещение отдельных частей в системе отсутствуют, т. е. имеет место тепловое и механическое равновесие.

Любая система, находящаяся в неизменных внешних условиях, рано или поздно приходит к состоянию термодинамического равновесия. Самопроизвольно выйти из состояния равновесия система не может.

Величины, характеризующие состояние термодинамической системы, называют параметрами состояния. Основные параметры состояния: давление, температура, удельный объем или плотность.

§ 2. ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Первый закон термодинамики представляет собой приложение всеобщего закона природы — закона сохранения и превращения энергии — к тепловым явлениям. Еще в середине XIX века Р. Майер и Д. Джоуль установили, что превращение работы в теплоту подчиняется строгому количественному соотношению: $1 \text{ ккал} = 427 \text{ кгс}\cdot\text{м}$.

Величина $427 \text{ кгс}\cdot\text{м}$ была названа механическим эквивалентом теплоты. Таким образом, было установлено, что энергия при переходе из одного вида в другой не исчезает.

Первый закон термодинамики устанавливает взаимосвязь между подведенной теплотой Q , энергией системы E_1 и E_2 в начале и конце процесса и работы W , совершенной системой в этом процессе:

$$Q = E_2 - E_1 + W. \quad (5.1)$$

Энергия системы E складывается из потенциальной энергии E_p положения системы, кинетической энергии E_k движения системы и внутренней энергии U движения молекул системы:

$$E = E_p + E_k + U. \quad (5.2)$$

Если система неподвижна $E_k = E = 0$, а полная энергия системы

$$E = U. \quad (5.3)$$

В этом случае первый закон термодинамики можно сформулировать так: **тепловая энергия, подведенная к замкнутой**

термодинамической системе, расходуется на повышение ее внутренней энергии и работу, производимую системой против внешних сил.

Математически это записывается так:

$$Q = U_2 - U_1 + W, \quad (5.4)$$

где Q — подведенная к системе теплота; U_1 и U_2 — внутренняя энергия системы в начале и конце процесса; W — работа, совершенная системой.

В этом выражении подведенная теплота и совершенная системой работа имеют положительный знак. Соответственно отведенная теплота и совершенная над системой работа имеют отрицательный знак.

Энергия в СИ измеряется в джоулях (Дж). В теплотехнике для измерения теплоты иногда используют калории: $1 \text{ кал} = 4,19 \text{ Дж}$.

1 ккал соответствует теплоте, которую нужно сообщить 1 кг воды, чтобы нагреть его от 19,5 до 20,5 °С.

Работа. В теплотехнике рассматривается только механическая работа, связанная с расширением системы (расширением

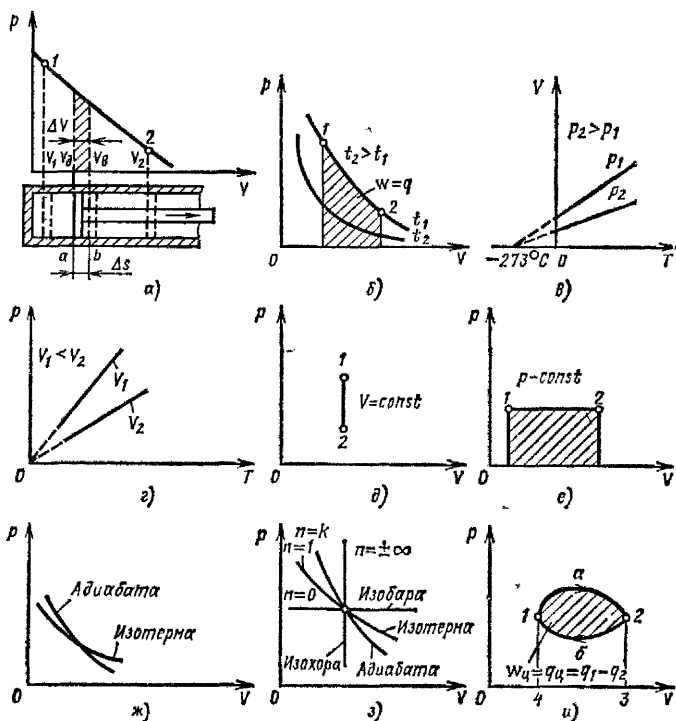


Рис. 5.1. Термодинамические процессы

газа). Поэтому под работой W далее подразумевается работа расширения.

Определим работу расширения системы — газа, расширяющегося в цилиндре под поршнем (рис. 5.1, *a*). При этом поршень перемещается слева направо из положения 1 в положение 2, а объем возрастает от V_1 до V_2 . Предположим, что давление p в этом процессе уменьшается, как показано на диаграмме. Перемещение Δs поршня из положения a в положение b бесконечно мало. Изменение объема газа $\Delta V = V_b - V_a$ также мало. Работа, совершаемая при этом газом

$$\Delta W = p \Delta s A, \quad (5.5)$$

где A — площадь поршня; $A \Delta s = \Delta V$ — изменение объема газа. Следовательно,

$$\Delta W = p \Delta V. \quad (5.6)$$

Таким образом, работа процесса на участке $a - b$ равна площади заштрихованного прямоугольника. Работа всего процесса может быть определена путем суммирования всех элементарных участков процесса, а графически может быть представлена как площадь на pV -диаграмме под кривой 1—2 процесса. Следует иметь в виду, что работа зависит не только от начального и конечного состояний системы, но и от характера процесса. Например, кривая 1—2 может быть не только вогнутой, но и выпуклой.

Теплота. Как и работа, теплота является формой обмена энергией между системами и окружающей средой. Так же как и работа, теплота определяется не только начальным и конечным состояниями системы, но и характером протекающего процесса. Следует помнить, что переход теплоты от одного тела к другому (без затраты дополнительной энергии) возможен лишь от тела с большей температурой к телу с меньшей, т. е. необходим тепловой напор.

Внутренняя энергия. С точки зрения молекулярно-кинетической теории внутренняя энергия макроскопического тела равна сумме кинетических энергий хаотически движущихся молекул (или атомов) относительно центра масс тела и потенциальной энергии взаимодействия всех молекул друг с другом (но не с молекулами других тел).

Однако вычислить внутреннюю энергию тела, учитывая движение каждой молекулы и их положение относительно друг друга, практически невозможно. Из молекулярно-кинетической теории известно, что внутренняя энергия пропорциональна температуре тела (кинетической энергии молекул). У реальных газов потенциальная энергия молекул много меньше кинетической энергии и поэтому ее доля в общем балансе внутренней энергии мала. Это объясняется сравнительно большим расстоянием между отдельными молекулами в газах. Однако при

больших давлениях эти расстояния значительно сокращаются и взаимодействие молекул усиливается.

Поэтому в общем виде внутренняя энергия при измерении в макроскопических параметрах газа зависит не только от температуры, но и от давления:

$$U = f(T, p). \quad (5.7)$$

§ 3. ТЕПЛОЕМКОСТЬ

Удельная теплоемкость (или просто теплоемкость) — это количество теплоты, которое необходимо подвести к единице количества вещества в заданном процессе, чтобы изменить его температуру на 1 градус. Так как в качестве единицы количества вещества можно принять 1 кг, 1 моль или 1 м³, то различают массовую c , Дж/(кг·К); мольную μc , Дж/(моль·К) или объемную c' , Дж/(м³·К) теплоемкость соответственно. Пересчет различно выраженной теплоемкости ведется по формулам:

$$c' = c/v; \quad c = \mu c/\mu, \quad (5.8)$$

где v — удельный объем вещества; μ — молекулярная масса.

Из определения теплоемкости следует

$$c = q(T_2 - T_1), \quad (5.9)$$

где q — теплота, подведенная к телу; $(T_2 - T_1)$ — изменение температуры тела.

Теплота q зависит не только от начального и конечного состояния системы, но и от характера процесса. Следовательно, теплоемкость также должна зависеть от характера процесса. В процессе, происходящем при постоянном объеме (изохорном), работа равна нулю, а вся теплота расходуется на увеличение внутренней энергии системы:

$$q = u_2 - u_1, \quad (5.10)$$

подставив это выражение в уравнение (5.9), получим:

$$c_v = (u_2 - u_1)/(T_2 - T_1). \quad (5.11)$$

Теплоемкость в этом случае называют изохорной.

В процессе, где постоянное давление (изобарном), подведенная теплота идет на увеличение внутренней энергии и совершение работы над внешними силами: $q = u_2 - u_1 + w$, где $w = p(v_2 - v_1)$. Следовательно,

$$q = (u_2 + pv_2) - (u_1 + pv_1). \quad (5.12)$$

Выражения, стоящие в скобках, — это энтальпии i , поэтому $q = i_2 - i_1$. Теплоемкость при этом называют изобарной.

$$c_p = (i_2 - i_1)/(T_2 - T_1). \quad (5.13)$$

Эксперименты показывают, что $c_p \geq c_v$.

§ 4. ИДЕАЛЬНЫЙ ГАЗ И ЕГО ЗАКОНЫ

В молекулярно-кинетической теории идеальным газом называют газ, состоящий из молекул, взаимодействие между которыми пренебрежимо мало. Другими словами, идеальный газ — это упрощенная модель реального газа.

Большое число газов (воздух, азот, кислород, окись углерода и др.) при давлении до нескольких десятков МПа и комнатной температуре подчиняется законам идеального газа. Модель идеального газа не применима для газа (пара) в области параметров состояний, близких к конденсации, а также для жидкостей.

Закон Бойля — Мариотта. В изотермическом процессе (при постоянной температуре) произведение давления газа на его объем есть величина постоянная

$$pV = \text{const при } T = \text{const.} \quad (5.14)$$

Записав это выражение для двух произвольных состояний и для 1 кг газа, получим соотношение параметров идеального газа в изотермическом процессе:

$$p_1 v_1 = p_2 v_2. \quad (5.15)$$

Закон Бойля — Мариотта справедлив для любых газов, а также для смеси газов. Лишь при очень больших давлениях наблюдаются отклонения от этого закона для реальных газов. На рис. 5.1, б представлено графическое изображение этого процесса в p, V координатах.

Закон Гей-Люссака. В изобарном процессе (при постоянном давлении), объем газа пропорционален его абсолютной температуре:

$$V/T = \text{const.} \quad (5.16)$$

Записав это выражение для двух произвольных состояний и для 1 кг газа, получим соотношение параметров идеального газа в изобарном процессе:

$$v_2/v_1 = T_2/T_1. \quad (5.17)$$

Графически изобарный процесс представлен на рис. 5.1, в в VT координатах. Пунктир на графике означает, что газы при сильном охлаждении превращаются в жидкость, и уравнение для газового состояния вещества в данном случае неприменимо.

Закон Шарля. В изохорном процессе (при постоянном объеме) давление данной массы газа прямо пропорционально абсолютной температуре (рис. 5.1, г):

$$p/T = \text{const или } p_2/p_1 = T_2/T_1. \quad (5.18)$$

Закон Авогадро. В равных объемах разных идеальных газов, находящихся при одинаковых температуре и давлении, содержится одинаковое число молекул.

Важным следствием из этого закона является постоянство произведения удельного объема v на молекулярную массу μ для всех идеальных газов, взятых при одинаковых давлении p и температуре t :

$$\mu v = \text{const.}$$

Произведение μv называют мольным объемом. При $t = 0^\circ\text{C}$ и $p = 101\,325$ Па $\mu v_0 = 22,4$ м³/кмоль. Например, 1 кмоль воздуха соответствует 29 кг (молекулярная масса воздуха $\mu = 29$).

Из законов Бойля — Мариотта и Гей-Люссака можно получить термическое уравнение, связывающее основные параметры состояния: давление p , температуру T и удельный объем v . Из выражений (5.14) и (5.16) следует, что $p v / T$ есть величина постоянная для данного газа $p v / T = R$ или

$$p v = R T, \quad (5.19)$$

где R — частная газовая постоянная.

Выражение запишем для 1 кг газа. Умножая правую и левую части этого уравнения на массу газа m , получим уравнение Клайперона — Менделеева:

$$p V = m R T. \quad (5.20)$$

Частная газовая постоянная R (Дж/(кг·К)) определяется делением универсальной газовой постоянной $R_\mu = 8314$ Дж/(кмоль·К) на молекулярную массу газа μ :

$$R = R_\mu / \mu = 8314 / \mu. \quad (5.21)$$

Модель идеального газа, предполагая отсутствие сил взаимодействия между молекулами, полагает, что его внутренняя энергия зависит от температуры и не зависит от давления.

Энтальпией называют термодинамическую функцию состояния $i = u + p v$ или, выразив $p v$ через $R T$, получим:

$$i = u + p v = u + R T. \quad (5.22)$$

Так как для идеального газа внутренняя энергия u зависит только от температуры, энтальпия i также зависит от температуры. Из формул (5.11) и (5.12) следует, что для идеального газа c_p и c_v также зависят от температуры.

Записав для двух состояний газа уравнение (5.22), получим:

$$i_2 = u_2 + R T_2; \quad i_1 = u_1 + R T_1.$$

Вычтем второе уравнение из первого:

$$i_2 - i_1 = u_2 - u_1 + R (T_2 - T_1)$$

Б.1. Энтальпия i и внутренняя энергия u идеальных газов, кДж/кг

$t, ^\circ\text{C}$	Воздух		N_2		O_2		CO_2		H_2	
	i	u	i	u	i	u	i	u	i	u
0	273,2	194,8	283,3	202,2	247,8	176,8	192,1	140,5	3844	2718
50	323,4	230,7	335,2	239,3	293,1	209,6	234,3	173,2	4558	3225
100	373,8	266,7	387,3	276,5	340,0	243,0	278,9	208,4	5278	3739
150	424,4	303,0	439,5	313,9	387,0	277,0	325,7	245,8	6001	4256

Б.2. Теплоемкости и показатели адиабаты

Газ	c_v	c_p	$k = c_p/c_v$
	кДж/(кг · К)		
Гелий	3,161	5,238	1,66
Воздух	1,009	0,720	1,4
Двуокись углерода	0,846	0,653	1,3

и разделим левую и правую части на разность $T_2 - T_1$:

$$(i_2 - i_1)/(T_2 - T_1) = (u_2 - u_1)/(T_2 - T_1) + R.$$

Используя формулы (5.11) и (5.13), получим уравнение Майера:

$$c_p = c_v + R \text{ или } c_p - c_v = R. \quad (5.23)$$

Термодинамические свойства идеальных газов приводятся в справочных таблицах. Наиболее употребительные значения энтальпий и внутренней энергии воздуха и ряда других газов приведены в табл. 5.1. Значения внутренней энергии и энтальпии можно рассчитать по формулам (5.11) и (5.13). Необходимые для этого значения теплоемкостей можно взять из табл. 5.2.

§ 5. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТИПОВЫХ ПРОЦЕССОВ ТЕРМОДИНАМИКИ

Изохорный процесс ($v = \text{const}$). Давление и температура связаны зависимостью

$$p_2/p_1 = T_2/T_1. \quad (5.24)$$

В изохорном процессе прирост объема равен нулю и, следовательно, работа также равна нулю. Подведенная теплота в таком процессе идет на изменение внутренней энергии газа

$$q = u_2 - u_1 \quad (5.25)$$

или

$$q = c_v(T_2 - T_1). \quad (5.26)$$

Для газа массой m , кг (рис. 5.1, δ).

$$Q = mq. \quad (5.27)$$

Изобарный процесс ($p = \text{const}$). Удельный объем и температура связаны зависимостью

$$v_2/v_1 = T_2/T_1. \quad (5.28)$$

В изобарном процессе подведенная теплота идет на изменение внутренней энергии газовой системы и совершение ею работы. Работа изобарного процесса

$$w = p\Delta v = p(v_2 - v_1) = pv_2 - pv_1. \quad (5.29)$$

Для идеального газа $p v = RT$, следовательно, подставив эту формулу в уравнение (5.29), получим:

$$w = RT_2 - RT_1 = R(T_2 - T_1). \quad (5.30)$$

Теплота, подведенная к газу,

$$q = u_2 - u_1 + w = u_2 - u_1 + pv_2 - pv_1 = i_2 - i_1, \quad (5.31)$$

т. е. теплота изобарного процесса равна разности энтальпий (рис. 5.1, e).

Работа и теплота для газа массой m , кг, выражается соответственно:

$$W = mw \text{ и } Q = mq. \quad (5.32)$$

Изотермический процесс ($T = \text{const}$). Удельный объем и давление связаны зависимостью $p_1/p_2 = v_2/v_1$. Изотермический процесс идет без изменения температуры, поэтому изменение внутренней энергии равно нулю $u_2 - u_1 = 0$, а вся теплота идет на совершение работы (рис. 5.1, b).

$$q = w. \quad (5.33)$$

Численно работа (рис. 5.1, $ж$) определяется площадью фигуры, расположенной ниже гиперболы (изотермы). Теплота и работа при изотермическом процессе, совершаемом идеальным газом, рассчитываются по формуле, полученной методом высшей математики:

$$q = w = 2,3RT \lg v_2/v_1 \quad (5.34)$$

или, используя уравнение Бойля — Мариотта,

$$q = w = 2,3RT \lg p_1/p_2. \quad (5.35)$$

Для произвольного количества газа массой m , кг, совершающего изотермический процесс,

$$Q = W = mw.$$

Адиабатный процесс ($q = 0$). При адиабатном расширении или сжатии газа вследствие изменения внутренней энергии меняется температура газа и, следовательно, чтобы обеспечить

условие $q = 0$, процесс должен протекать быстро. Если же процесс будет протекать медленно и произойдет выравнивание температуры газа и окружающей среды, то такой процесс называют изотермическим.

Из первого закона термодинамики следует

$$u_2 - u_1 + w = 0 \text{ или } w = u_1 - u_2. \quad (5.36)$$

Для адиабатного процесса выполняется условие

$$pv^k = \text{const} \text{ или } p_1 v_1^k = p_2 v_2^k, \quad (5.37)$$

где $k = c_p/c_v$ — показатель адиабаты идеального газа.

Подставив в уравнение (5.37) $p = RT/v$ и $v = RT/p$, получим:

$$T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1}, \quad (5.38)$$

$$p_1^{1-k} T_1^k = p_2^{1-k} T_2^k. \quad (5.39)$$

Показатель адиабаты идеальных газов так же как и их теплоемкость зависят от температуры, хотя эта зависимость выражена незначительно. Так, для воздуха при 25°C $k = 1,4$, а при 500°C $k = 1,36$.

Если адиабатный процесс совершается массой m газа, кг, то его работа

$$W = mw. \quad (5.40)$$

Из формул (5.11) и (5.36) следует

$$w = u_1 - u_2 = c_v (T_1 - T_2).$$

Приведя теплоемкость c_v к виду

$$c_v = c_v (c_p - c_v)/(c_p - c_v) = (c_p - c_v) (c_p/c_v - 1) = R(k - 1),$$

получим выражение для работы адиабатного процесса

$$w = R(T_1 - T_2)/(k - 1). \quad (5.41)$$

Сравнивая уравнения адиабатного ($pv^k = \text{const}$) и изотермического ($pv = \text{const}$) процессов, можно сделать вывод, что адиабата в p, V -диаграмме идет круче изотермы (рис. 5.1, ж).

Политропный процесс. Политропным называют процесс, все состояния которого удовлетворяют условию

$$pv^n = \text{const}, \quad (5.42)$$

где n — показатель политропы.

Работу политропного процесса рассчитывают по формуле, аналогичной формуле для адиабатного процесса:

$$w = R(T_1 - T_2)/(n - 1); \quad (5.43)$$

$$W = mw, \quad (5.44)$$

где m — масса газа.

Рассмотренные процессы являются частными случаями политропного процесса (рис. 5.1, з).

§ 6. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Рассмотрим произвольный термодинамический цикл, изображенный на рис. 5.1, *и*. На участке $1-a-2$ совершается положительная работа, равная площади $4-1-a-2-3$. На участке $2-b-1$ удельный объем уменьшается, работа отрицательна, и происходит сжатие газа. Работа сжатия равна площади $1-b-2-3-4$. Очевидно, что работа термодинамического замкнутого процесса равна разности работ расширения и сжатия и равна заштрихованной площади. В замкнутом обратимом процессе изменение внутренней энергии равно нулю. Следовательно, теплота замкнутого процесса равна работе цикла:

$$q_{\text{ц}} = w_{\text{ц}}. \quad (5.45)$$

Для произвольного количества газа

$$Q_{\text{ц}} = W_{\text{ц}}. \quad (5.46)$$

Подведенная теплота обозначается Q_1 , а отведенная Q_2 , поэтому

$$Q_{\text{ц}} = Q_1 - Q_2 \text{ и } q_{\text{ц}} = q_1 - q_2. \quad (5.47)$$

С учетом вышеизложенного работа

$$W_{\text{ц}} = Q_1 - Q_2 \text{ и } w_{\text{ц}} = q_1 - q_2. \quad (5.48)$$

На рис. 5.2 показана схема теплового двигателя. Горячий источник вырабатывает теплоту Q_1 за счет сжигания топлива; Q_2 — теплота, отводимая от рабочего тела (теплового двигателя) в окружающую среду, называемую холодным источником. Таким образом, работа W теплового двигателя невозможна без горячего и холодного источников. Термический КПД теплового двигателя равен отношению работы цикла к подведенной теплоте:

$$\eta_t = w_{\text{ц}}/Q_{\text{ц}}.$$

Так как Q_1 и Q_2 положительны, в тепловом двигателе теплота не может полностью превратиться в работу. Одна ее часть превращается в работу W , а другая Q_2 переходит в окружающую среду: $Q_1 = W + Q_2$. Процесс полного превращения теплоты в работу в тепловой машине осуществить невозможно.

Одна из формулировок второго закона термодинамики (формулировка Оствальда): вечный двигатель второго рода невозможен.

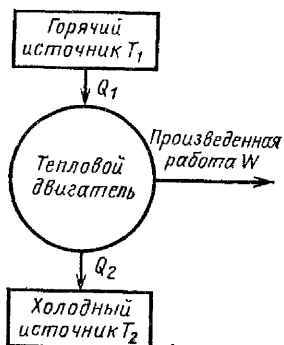


Рис. 5.2. Схема тепловых машин

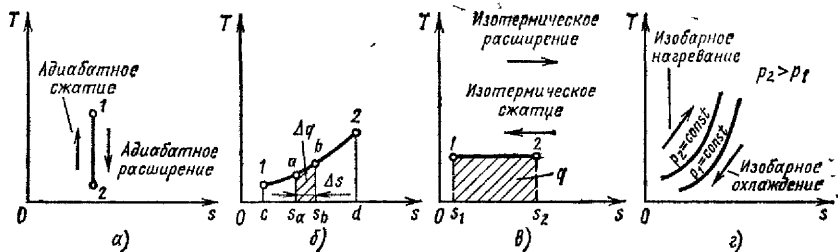


Рис. 5.3. Диаграммы термодинамических процессов в TS-координатах

Вечным двигателем второго рода называют тепловой двигатель, работающий от одного источника (окружающей среды).

Необходимо отметить, что первый закон термодинамики «позволяет» создать тепловой двигатель, полностью превращающий подведенную теплоту в работу $W = Q_1$. Вечный двигатель первого рода — это тепловой двигатель, у которого $W > Q_1$. Второй закон термодинамики накладывает ограничение на процесс преобразования теплоты в работу, а именно: $W < Q_1$ на величину отведенной теплоты Q_2 . Казалось бы, что вечный двигатель второго рода был бы возможен, если был бы возможен переход теплоты от холодного источника к горячему и далее к рабочему телу теплового двигателя, который преобразовал бы ее в работу. Однако, переход теплоты от холодного тела к горячему без дополнительного расхода энергии невозможен.

Вторая формулировка второго закона термодинамики (формулировка Клаузиуса): **теплота не может самопроизвольно переходить от более холодного тела к более нагретому.** Очевидно, что если имеется два источника теплоты с разной температурой, то можно создать тепловой двигатель.

Третья формулировка второго закона термодинамики: (формулировка Карно): **там, где есть разница температур, возможно совершение работы.**

Законы термодинамики не могут быть доказаны подобно математическим теоремам. Законы установлены на опыте, и до сих пор явлений, противоречащих им, не известно. Второй закон термодинамики неприменим к таким системам, как Вселенная, или системам, состоящим из нескольких молекул.

Процессы, в результате совершения которых в прямом и обратном направлениях термодинамическая система возвращается в исходное состояние, называются обратимыми. Все остальные процессы называют необратимыми. Причины, вызывающие необратимость процесса: неравновесность процессов, трение и теплообмен с окружающей средой.

Если происходит теплообмен между двумя телами, имеющими разные температуры, возникают необратимые потери, так как согласно формулировке Карно можно использовать эту

разницу температур для совершения работы. Трение также приводит к необратимым потерям, так как при этом часть полезной работы превращается в теплоту, которая не может быть полностью превращена в работу. Трение всегда приводит к уменьшению полезной работы.

Большинство процессов в технике представляют собой необратимые процессы или, по крайней мере, содержат этапы, являющиеся необратимыми.

Энтропия. Термодинамический параметр состояния системы при бесконечно малом изменении называют энтропией

$$\Delta s = \Delta Q/T, \quad (5.49)$$

где Δs — изменение энтропии, Дж/(кг·К); ΔQ — изменение теплоты в процессе.

Из этого уравнения следует, что если энтропия в каком-то обратимом процессе возрастает, то к телу подводится теплота, если уменьшается — теплота отводится. Отсюда следует, что обратимый адиабатный процесс — это процесс при постоянной энтропии (рис. 5.3, а).

Рассмотрим произвольный обратимый процесс 1—2 в Ts -диаграмме (рис. 5.3, б). Выделим из него бесконечно малый участок $a — b$, в котором температура практически не меняется. Изменение энтропии в этом процессе обозначим $\Delta s = s_b — s_a$. Тогда, как следует из уравнения (5.49), теплоту этого процесса 1—2 можно подсчитать, просуммировав такие участки. Изотермический процесс (рис. 5.3, в) изображают на Ts -диаграмме горизонтальной линией, а его теплоту площадью под кривой:

$$Q = T(s_2 — s_1). \quad (5.50)$$

Процесс 1—2, сопровождающийся подводом теплоты, так как энтропия s возрастает, — это изотермическое расширение. Процесс 2—1 — изотермическое сжатие, сопровождающееся отводом теплоты. При изобарном нагреве газа происходит подвод теплоты и, как следствие этого, возрастание энтропии (рис. 5.3, г).

Для обратимого бесконечно малого теплового процесса (с бесконечно малым изменением параметров) теплота может быть выражена через изменение энтропии $\Delta Q = T\Delta s$. Необратимость процесса нарушает равенство, и теплота через энтропию может быть выражена неравенством

$$\Delta Q < T\Delta s. \quad (5.51)$$

Объединив выражения (5.49) и (5.51), получим обобщенное выражение второго закона термодинамики

$$\Delta Q \leq T\Delta s. \quad (5.52)$$

Для изолированной системы, в которой происходят произвольные процессы, в том числе и необратимые, так как подвод

и отвод теплоты отсутствует, т. е. $Q = 0$, то $\Delta s > 0$ и $s_2 > s_1$. Это означает, что энтропия изолированной системы, в которой происходят необратимые процессы, стремится к максимуму, который достигается при выравнивании температуры в этой системе.

ГЛАВА II. ПОЛУЧЕНИЕ СЖАТОГО ВОЗДУХА

§ 1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

В пневматических сетях в машиностроении применяют сжатый воздух с давлением до 1 МПа. Для выработки сжатого воздуха применяют компрессоры различных типов. Практика эксплуатации компрессоров показала, что для машиностроительных производств, в том числе и станкостроительных, с потребностью в сжатом воздухе до 15 000 ... 20 000 м³/ч и давлением до 0,7 МПа рациональным является применение поршневых компрессоров. На рис. 5.4 представлена схема работы поршневого компрессора, где показан цикл, при котором линия сжатия располагается над линией расширения. При работе компрессора расходуется энергия, вызывающая сжатие воздуха и его нагревание.

Рассматривая сжатие воздуха в компрессоре как политропный процесс, можно записать зависимость температуры и давления в конце цикла сжатия $T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$.

Возрастающую конечную температуру сжатого воздуха снижают применением охлаждения при постоянном давлении, используя зависимость $v_1/v_2 = T_1/T_2$.

При движении поршня из крайнего правого положения влево в правой полости цилиндра создается разрежение с давлением p_1 и при этом через клапан 2 из атмосферы в правую полость засасывается воздух. Одновременно в левой полости цилиндра воздух сжимается до давления p_2 и в конце сжатия через клапан 4 он поступает в нагнетательный трубопровод к потребителю. При обратном движении поршня в левой полости цилиндра

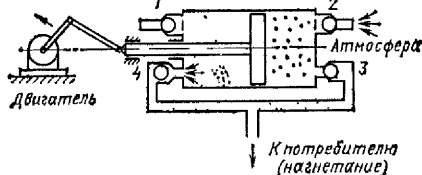
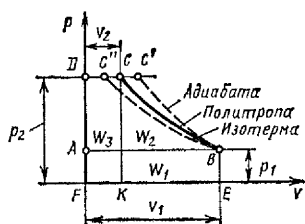


Рис. 5.4. Рабочий цикл поршневого компрессора

создается разрежение с давлением p_1 , вследствие чего закрывается клапан 4 и открывается клапан 1, через который засасывается воздух. Одновременно в правой полости цилиндра воздух сжимается, и при достижении давления закрывается клапан 2 и открывается клапан 3. Сжатый воздух из правой полости поступает в нагнетательный трубопровод.

Изображенная в $p-v$ координатах диаграмма относится к левой полости цилиндра. Линия BC представляет собой линию сжатия, линия CD — нагнетания, а линия DA — падения давления.

Процесс, характеризующий сущность явлений, имеющих место при работе компрессора, можно представить следующим образом: располагаемая внешняя работа W_0 складывается из работ всасывания W_1 , сжатия W_2 и нагнетания W_3 :

$$W_0 = W_1 + W_2 + W_3. \quad (5.53)$$

Графически работу всасывания можно определить как площадь A_{ABEF} или $W_1 = -p_1 v_1$; аналогично $W_2 = A_{KCBE}$ и $W_3 = A_{FDCK}$. Вся работа на диаграмме может быть представлена площадью $ABCD$ ($W_3 = p_2 v_2$).

Кривая сжатия в компрессоре может идти по изотерме BC'' , политропе BC и адиабате BC' , вследствие чего внешняя работа W_0 в каждом из этих случаев будет различной. Теоретически, чтобы работа сжатия была наименьшей, желательно использовать изотермический процесс, происходящий при постоянной температуре. Такой процесс можно было бы осуществить при наличии медленнодвигающегося поршня и обильном охлаждении цилиндра (например холодной водой).

В связи с этим были попытки строить так называемые «мокрые» компрессоры, где в течение всего процесса теплота отводилась холодной водой. Но такие компрессоры оказались неудовлетворительными из-за их низкой производительности, быстрого износа и большого расхода энергии на охлаждение. Теоретически выгодный изотермический процесс сжатия оказался практически трудно осуществимым. Адиабатический процесс, протекающий без охлаждения сжимаемого воздуха, представлял, с одной стороны, эксплуатационные удобства, но, с другой стороны, требовал затраты наибольшего количества энергии, подводимой для выработки сжатого воздуха. Кроме того, конечная температура сжимаемого воздуха получалась настолько высокой, что эксплуатация компрессоров становилась опасной.

Политропный процесс, занимая промежуточное положение между изотермическим и адиабатическим, является основным процессом сжатия. Компрессорный цилиндр при этом должен иметь промежуточное охлаждение или охлаждение водяной

рубашкой. Таким образом, внешняя работа, совершаемая при политропном процессе в компрессоре, описывается уравнением

$$W_0 = \frac{R(T_1 - T_2)}{n-1} + p_2 v_2 - p_1 v_1, \quad (5.54)$$

где $\frac{R(T_1 - T_2)}{n-1} = W_2$; $p_2 v_2 = W_3$; $-p_1 v_1 = W_1$.

Температура в конце сжатия при политропном процессе получится ниже, чем при адиабатическом, так как $n < k$. При работе компрессора n принимают равным 1,2 ... 1,3, тогда как $k = 1,4$.

§ 2. КОНСТРУКЦИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ КОМПРЕССОРОВ

Область применения сжатого воздуха обширна. Поэтому многообразны конструкции и типы существующих поршневых компрессоров. Их можно разделить на стационарные и передвижные, которые, в свою очередь, подразделяют по целому ряду признаков (например, вертикальные и горизонтальные, простого и двойного действия и т. д.).

Первая группа (наиболее распространена в машиностроительных производствах) — стационарные одноступенчатые поршневые компрессоры, могут быть горизонтального и вертикального типов. Горизонтальные типы компрессоров требуют большей установочной площади и обладают большой устойчивостью по сравнению с вертикальными. Последние легче, рассчитаны на малую или среднюю производительность, быстроходнее. Одноступенчатые компрессоры рассчитаны на давление 0,6 ... 0,7 МПа.

Вторая группа — передвижные компрессоры. Эта группа компрессоров нашла распространение в строительных, земляных, дорожных и др. работах. Передвижные компрессоры, как правило, изготавливают одноступенчатыми, простого действия (рис. 5.5, а). Они бывают горизонтальными и вертикальными и приводятся часто от двигателей внутреннего сгорания, а также от электродвигателей.

Третья группа — многоступенчатые компрессоры. В этой группе компрессоров воздух до конечного давления сжимается, проходя через ряд промежуточных ступеней сжатия. Многоступенчатые компрессоры в зависимости от производительности могут подавать сжатый воздух с давлением 1 ... 10 МПа. Наибольшее распространение из указанных выше групп получили компрессоры горизонтальные одноступенчатые двойного действия (см. рис. 5.5, б). Находят применение компрессоры ротационные (пластинчатые, рис. 5.5, в), винтовые, центробежные (турбокомпрессоры), осевые и мембранные.

В табл. 5.3 приведен расход энергии на валу компрессоров для выработки 10 м³ сжатого воздуха при давлении 0,6 МПа.

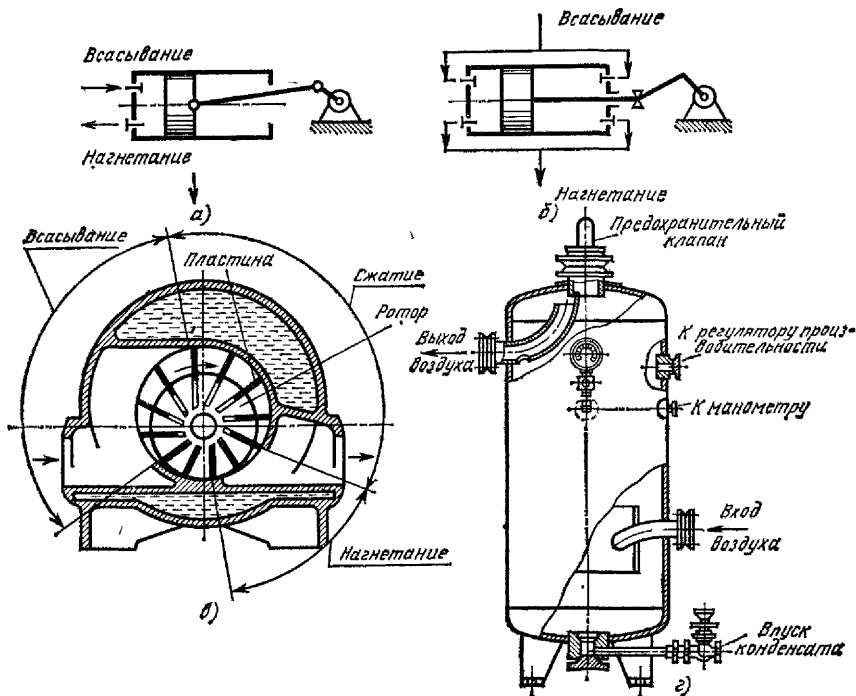


Рис. 5.5. Схемы компрессоров:

а — поршневой одностороннего действия; б — поршневой двустороннего действия; в — ротационный; г — воздухохранилник

Из таблицы видно, что для расхода меньше $20\,000\text{ м}^3/\text{ч}$ целесообразно применять поршневые компрессоры, а при больших расходах — центробежные компрессоры.

Сжатый воздух после компрессора может достигать температуры 100°C и более. При такой температуре сжатый воздух не должен подаваться в магистральный воздухопровод. Для снижения его температуры на выходе из компрессора устанавливают концевые холодильники. Охлаждение в холодильнике

5.3. Удельный расход энергии, кВт·ч, на валу компрессоров при рабочем давлении $0,6\text{ МПа}$ для производства 10 м^3 воздуха, приведенного к $p = 760\text{ мм рт. ст.}$ и $t = 20^\circ\text{C}$

Компрессор	Производительность компрессора, $\text{м}^3/\text{ч}$								
	100	200	500	1000	2000	5000	10 000	20 000	50 000
Поршневой	0,98	0,91	0,86	0,83	0,8	0,78	0,77	0,76	—
Турбокомпрессорный	—	—	—	1,77	1,26	1,02	0,91	0,86	0,82

осуществляется водой, подаваемой из водопровода. Охлаждение сжатого воздуха проводят до температуры окружающей среды.

§ 3. ВОЗДУХОСБОРНИКИ

Воздухосборники (ресиверы) устанавливают между концевыми холодильниками компрессоров и воздухопроводной сетью. Они служат для сглаживания пульсации потока воздуха, поступающего из компрессора, создания запаса сжатого воздуха для использования в моменты пиковых нагрузок и отделения воды и масла, содержащихся в сжатом воздухе. Воздухосборники особенно необходимы для поршневых компрессоров, у которых выходной поток сжатого воздуха имеет большую пульсацию. Воздухосборники могут быть вертикального и горизонтального исполнения. Наибольшее распространение получили вертикальные, так как они занимают меньшую площадь и более эффективно удаляют загрязнения.

Для лучшей сепарации масла и влаги ввод воздуха делают в средней части воздухосборника (рис. 5.5, з), а вывод — в верхней (при этом входной трубопровод внутри сборника загибается книзу). Внутри воздухосборника устанавливают перегородки или отбойные щиты, заставляющие воздух изменять направление движения. Объем воздухосборника определяют в зависимости от типа и производительности компрессора, допускаемого колебания давления, способа регулирования производительности компрессорной установки и технических требований потребителей.

Для сглаживания пульсации воздуха, подаваемого из компрессора, достаточно установить воздухосборник, объем которого в 25—40 раз превышает объем цилиндра компрессора. Для компенсации пиковых нагрузок в момент одновременной работы наибольшего числа потребителей объем воздухосборника необходимо принимать от 1/120 до 1/60 часовой производительности компрессора.

ГЛАВА III. ВОЗДУХОПРОВОДЫ И ПОДГОТОВКА СЖАТОГО ВОЗДУХА ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В ПНЕВМОПРИВОДАХ

§ 1. ВОЗДУХОПРОВОДЫ

Воздухопроводы предназначены для передачи сжатого воздуха от компрессора к месту потребления и между различными элементами пневмоприводов машин. Важной характеристикой воздухопровода являются потери давления на пути от компрессора до потребителя, которые не должны пре-

вышать 5—10 % рабочего давления. Общие потери давления Δp равны сумме гидравлических сопротивлений прямых участков воздухопровода $\Delta p_{\text{тр}}$ и $\Delta p_{\text{м}}$ местных сопротивлений (изгибов, поворотов и т. д.):

$$\sum \Delta p = \sum \Delta p_{\text{тр}} + \sum \Delta p_{\text{м}}. \quad (5.55)$$

Приближенно $\Delta p_{\text{тр}}$ может быть определено по рис. 5.6. Размер воздухопровода характеризуется диаметром условного прохода (табл. 5.4).

Номограммой, изображенной на рис. 5.6, можно пользоваться и для определения диаметра условного прохода воздухопровода, если известен расход воздуха, всасываемого компрессором, длина трубопровода, рабочее давление и допускаемые потери давления.

Например, требуется определить условный проход трубы при следующих данных: допускаемая потеря давления $\Delta p_{\text{тр}} = 0,01$ МПа; длина трубопровода $L = 300$ м; расход воздуха $Q_p = 1000$ м³/ч; рабочее давление $p_p = 0,8$ МПа.

Проводим линию через отметки 300 и 1000 на шкалах А и В и получаем отметки на оси 1. Затем через отметки 0,01 (шкала G) и 0,8 (шкала E) проводим линию и получаем отметку

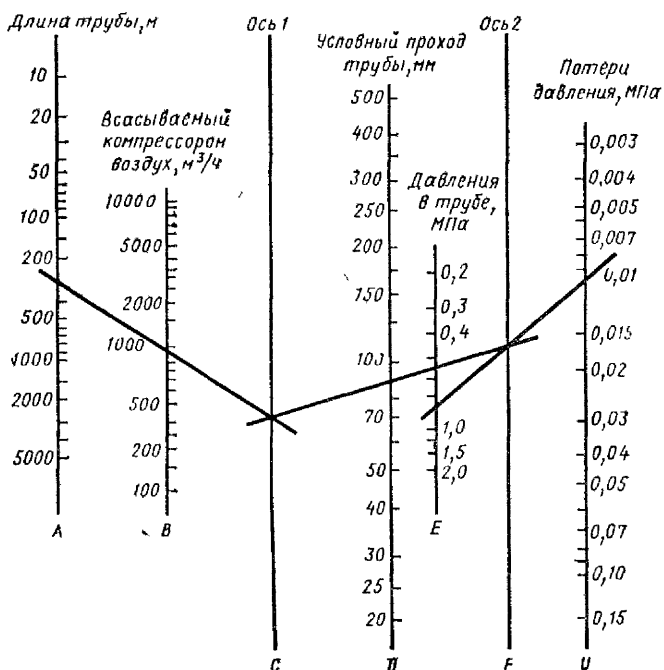


Рис. 5.6. Номограмма для определения параметров воздухопроводов

5.4. Соотношение между диаметром условного прохода, внутренним диаметром и площадью сечения трубы

Размер трубы, дюйм	Диаметр условного прохода	Внутренний диаметр трубы	Площадь поперечного сечения трубы
	мм		мм ²
1/8	6	6,2	30
1/4	8	8,8	61
3/8	10	12,5	123
1/2	15	16,0	201
3/4	20	21,6	366
1	25	27,2	581

0,6 ... 0,7 МПа скорость воздуха допускается принимать выше (10 ... 15 м/с). Для подводящих трубопроводов, соединяющих элементы пневматического привода, максимальные скорости движения воздуха можно допустить до 16 ... 40 м/с. Меньшие скорости принимают при больших рабочих давлениях. Расход воздуха

$$Q_p = \frac{\pi d^2}{4} v \frac{\rho}{\rho_0}, \quad (5.56)$$

где v — скорость воздуха, м/с; d — диаметр трубопровода, мм; ρ_0 и ρ — плотность воздуха соответственно при нормальном атмосферном давлении и при давлении в воздухопроводе.

Трубопроводы изготавливают из стали, меди, алюминия и синтетических материалов и рассчитывают на рабочее давление пневматической системы.

Прокладка трубопроводов должна идти с уклоном 1:200 по направлению движения потока воздуха, обеспечивая сток воды, образующейся от конденсации водяных паров, находящихся в сжатом воздухе при его охлаждении. При монтаже следует обратить внимание на то, чтобы не получилось так называемых «мешков», в которых могут скапливаться вода и масло. При прокладке труб необходимо обеспечить свободный сток конденсата, а в конце трубопровода следует устанавливать конденсатоотводчики. Отбор сжатого воздуха к отдельным потребителям (стояки) должны быть сделаны дугой от верхней части трубы с обязательным запорным вентиляем в конце вертикальной части (стояка) для выпуска конденсата. Если принять во внимание, что через неплотности всей системы трубопровода просачивается 20—25 % общего потока воздуха, то станет ясно, какое громадное внимание следует уделить утечкам. Для уплотнения резьбовых соединений следует применять фторопластовую ленту или сохраняющую эластичность масло-

на оси 2. Через эти отметки проводим линию. Пересечение этой линии со шкалой D указывает искомым диаметр (90 мм) условного прохода трубы.

В магистральных воздухопроводах в зависимости от их протяженности, рабочего давления и расхода рекомендуемая скорость воздуха 6 ... 12 м/с. Для предприятий с относительно малой протяженностью магистральных воздухопроводов (до 300 м) при давлении

стойкую мастику. Ниже приведены данные по потерям сжатого воздуха при истечении его через отверстия разных диаметров:

Диаметр отверстия, мм	Утечки при давлении 0,7 МПа, л/мин
1	75
1,5	150
2	260

§ 2. АРМАТУРА ВОЗДУХОПРОВОДОВ

Соединения воздухопроводов, применяемые в пневматических системах, могут быть разделены на неразъемные и разъемные. Неразъемность соединений обеспечивается сваркой для стальных труб и пайкой для медных и латунных труб. Разъемные соединения различных типов получили наибольшее распространение в пневмоприводах, так как они позволяют производить повторную сборку и не требуют доводки элементов соединения. Это те же соединения, которые используют в гидрориводах для присоединения стальных и медных труб, а также резиноканевых шлангов.

Для пластмассовых труб применяют соединения, конструкция которых учитывает механические свойства пластмасс. Этот вид соединений используют при небольших рабочих давлениях (до 0,14 ... 0,6 МПа).

На рис. 5.7 показаны соединения с накладной гайкой (рис. 5.7, а) и фигурным ниппелем (рис. 5.7, б) и с уплотнением пластмассовой трубки резиновым круглым кольцом и цанговым зажимом трубки (рис 5.7, в). Быстроразъемные соединения позволяют быстро и легко сообщать и разобщать рабочие полости пневматических устройств. Соединения содержат замковые устройства, которые обеспечивают механическое соединение

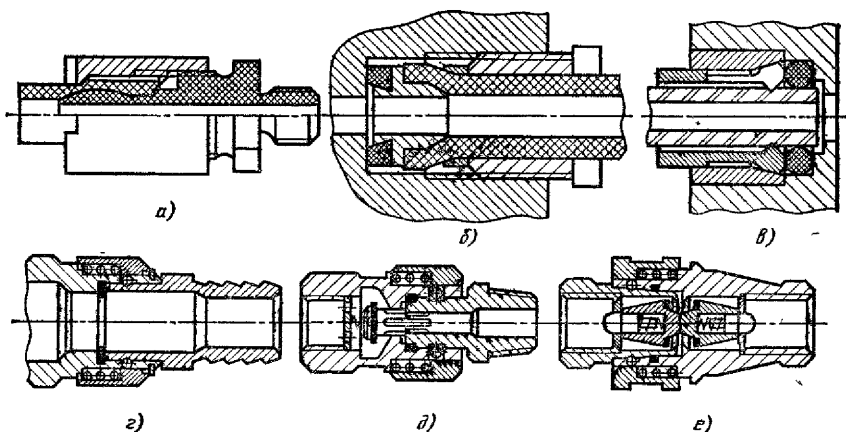


Рис. 5.7. Конструкция трубопроводных соединений

частей трубопроводов и уплотнение стыков. Соединения могут быть без перекрытия потока при разъеме (рис. 5.7, *з*), с односторонним (рис. 5.7, *д*) и двусторонним (рис. 5.7, *е*) перекрытием.

§ 3. ОЧИСТКА СЖАТОГО ВОЗДУХА

В сжатом воздухе, поступающем от компрессора, всегда содержится вода, минеральное масло, различные кислоты, щелочи и механические частицы. Эти вредные для пневматических систем примеси могут находиться в сжатом воздухе в виде пара и конденсата. Часто эти примеси образуют водомасляные эмульсии с очень высокой вязкостью.

Источником содержащейся в сжатом воздухе воды является водяной пар, засасываемый компрессором в пневмосистему вместе с атмосферным воздухом. Вода также может попасть в пневмосистему из-за негерметичности промежуточных и концевых холодильников. Влагосодержание воздуха зависит от температуры и относительной влажности паровоздушной смеси. Для атмосферного воздуха эти параметры определяются климатическими условиями и временем года.

Сжатие поступившего в компрессор атмосферного воздуха сопровождается повышением температуры. При сжатии содержание влаги в удельном объеме воздуха увеличивается пропорционально увеличению давления. При движении по трубопроводам и другим элементам пневмосистемы воздух в результате теплообмена с окружающей средой охлаждается, происходит перенасыщение воздуха водяными парами и их конденсация. Способность сжатого воздуха удерживать пары воды уменьшается с понижением температуры и повышением давления. При этом его относительная влажность возрастает, а после достижения состояния насыщения происходит конденсация избыточного количества паров и появление

воды в жидком виде. Температура, при которой это происходит, называется точкой росы.

На рис. 5.8 приведена графическая зависимость влагосодержания воздуха, насыщенного водяными парами ($\varphi = 1$) от давления и температуры. Эти графики могут быть использованы для определения количества конденсата, выпадающего в пневмосистемах из сжатого воздуха при его охлаждении.

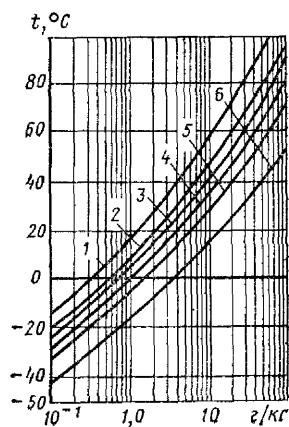


Рис. 5.8 Содержание влаги в сжатом воздухе: 1—1,1 МПа; 2—0,73 МПа; 3—0,5 МПа; 4—0,35 МПа; 5—0,24 МПа, 6—0,1 МПа

Источниками загрязнения сжатого воздуха маслом может быть смазочный материал компрессоров, масляные фильтры, устанавливаемые во всасывающих трубах компрессоров, пары и распыленное масло из окружающей компрессор среды. Вынос в линию нагнетания смазочного материала компрессоров является основной причиной содержания масла в пневматических системах.

Высокая температура в поршневом пространстве компрессоров и начальном участке линии нагнетания приводит к парообразованию и термическому разложению масел. В результате масло частично окисляется, образуя нагары и лакообразные пленки, а легкие фракции продуктов разложения масел уносятся в пневмосистему. Концентрация, дисперсный состав и природа твердых загрязнений сжатого воздуха зависят от загрязненности атмосферы, окружающей компрессор. Основным поставщиком механических загрязнений являются продукты коррозии воздухопроводов, а также грязь, попавшая в пневмосистему при монтаже.

Степень очистки воздуха классифицируется ГОСТом (установлено 15 классов чистоты). В каждом классе чистоты воздуха имеются требования, лимитирующие наличие воды, масла и механических примесей по размеру частиц и по общему их количеству в единице объема.

С целью снижения вредного влияния загрязнений сжатого воздуха на работоспособность пневмоприводов машин, пневмоинструмента применяют теплообменные и конденсатоотводящие устройства и различные очистные устройства (поглотители, фильтры, масло и влагоотделители); стремятся исключить при разводке сетей образование скопления и застоя конденсата и проводят систематическую проверку состояния пневмосистемы и ее очистку.

Снижение влагосодержания (осушка) в сжатом воздухе обеспечивается путем охлаждения (с последующим подогревом до рабочей температуры) потока воздуха, а также пропускание воздуха через поглощающие вещества. Охлаждение потока воздуха осуществляется в теплообменниках.

Очистку сжатого воздуха от механических включений проводят при помощи различных пористых перегородок и называют фильтрацией. Наибольшее применение в пневматике получили металлокерамические и тонковолокнистые фильтрующие материалы. Металлокерамические материалы могут обеспечить фильтрацию частиц от 1 до 80 мкм. Металлокерамические фильтры получают методом спекания частиц различных материалов: бронзы, стали, титана и т. д. Фильтры из тонковолокнистых материалов способны провести очистку сжатого воздуха от примесей размером 0,1 ... 0,5 мкм.

Очистку сжатого воздуха с использованием инерционных сил проводят в центробежных аэродинамических устройствах

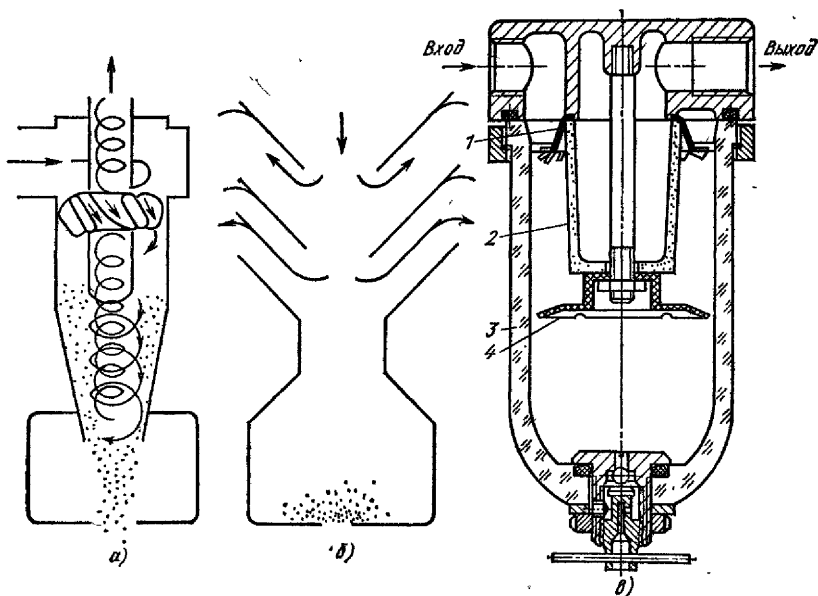


Рис. 5.9. Схемы влагоотделителей

(рис. 5.9, а) и с ударом воздуха в перегородку (рис. 5.9, б). Эти способы очистки называют инерционными. Наибольшее распространение получили центробежные или циклонные очистители, обеспечивающие высокую степень очистки. Размер отделяемых частиц 5 ... 40 мкм, а эффективность отделения 50 ... 95 %.

На рис. 5.9, в представлена конструкция фильтра влагоотделителя центробежного типа. Твердые частицы, капли воды и масла, находящиеся в потоке сжатого воздуха, закрученного по спирали крыльчаткой 1, отбрасываются на внутренние стенки резервуара 3. Под крыльчаткой встроен металлокерамический фильтр 2 с фильтрацией частиц размером больше 40 мкм. Отражатель 4 перегораживает внутреннюю полость резервуара и предотвращает захват влаги, скопившейся на дне резервуара, потоком сжатого воздуха. Степень отделения капельной влаги этим типом влагоотделителей 80 ... 90 % в зависимости от пропускаемого расхода воздуха.

§ 4. СМАЗЫВАНИЕ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

Для нормальной работы пневматических устройств в пневмосистему необходимо подавать смазывающий материал. Смазывание снижает трение, уменьшает износ трущихся пар, а также предохраняет от коррозии внутренние полости пневматических устройств. Наибольшее распространение получила си-

стема подачи смазочного материала в пневмоустройства в виде аэрозолей. Для ввода смазочного материала в пневмосистему применяют устройства, которые называют маслораспылителями. Различают маслораспылители однократного распыления и двукратного распыления.

При однократном распылении жидкого смазочного материала минеральное масло в виде капли подается в поток сжатого воздуха. В потоке воздуха масло дробится на частицы и уносится с воздухом в пневмосистему. При двукратном распылении масло распыляется так же, как и при однократном распылении, но не подается сразу в поток, а направляется во взвешенном состоянии в резервуар. Здесь наиболее крупные частицы масла оседают. Остальные частицы вместе с воздухом попадают в основной поток вторично и дробятся на более мелкие. Этим достигается дисперсность дробления частиц масла размером не более 5—6 мкм, которые взвешены в воздухе (аэрозоли).

Эти частицы масла вместе с потоком воздуха достигают удаленных внутренних полостей пневматических устройств, что следует учитывать при выборе типа распылителя. Если пневмосистема широко разветвлена и имеет значительное удаление от места установки маслораспылителя, следует отдать предпочтение маслораспылителю двукратного распыления.

Однако при двукратном распылении требуется больший расход масла, так как его значительная часть выходит вместе с воздухом через выхлопные отверстия в пневмосистемах. Чаще применяют маслораспылители однократного распыления.

На рис. 5.10, а показан маслораспылитель однократного распыления. Поток воздуха в маслораспылителе подводится к входному отверстию 1 корпуса 4, где он делится на основную большую часть, проходящую через обратный клапан-дрессель 2 к выходному отверстию 3, и на меньшую распыляющую часть, проходящую через канал также к отверстию 3. В распыляющий поток воздуха введено сопло 8. В его зоне (рис. 5.10, б) создается пониженное по сравнению с входным давлением.

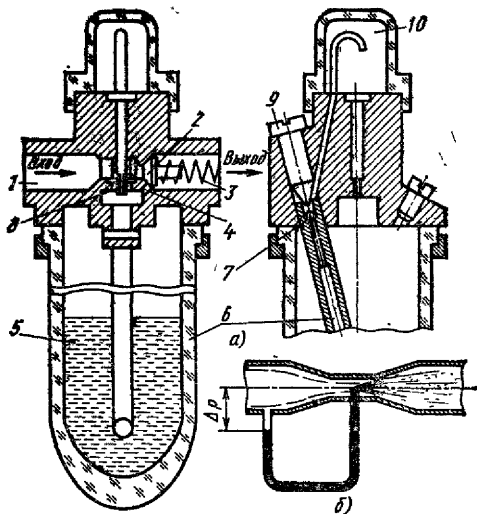


Рис. 5.10. Конструкция (а) и принцип действия (б) маслораспылителя

Внутренняя полость резервуара сообщается с входным отверстием 1. Поэтому образовавшийся перепад давления Δp между внутренней полостью резервуара и зоной сопла 8 поднимает масло 5 по трубке 6 в полость под прозрачным колпаком 10 и в сопло. Капля масла, попадая в поток, распыляется и уносится сжатым воздухом в систему. Дросселем 9 регулируется количество масла, подаваемого в поток воздуха. Обратный клапан 7 предохраняет от снижения уровня масла в трубке при длительной паузе импульсного потока воздуха через маслораспылитель.

§ 5. РЕГУЛИРОВАНИЕ ДАВЛЕНИЯ

Для нормальной работы пневматических приводов, кроме очистки сжатого воздуха и подачи в пневмолинию распыленного смазочного материала, требуется еще и стабилизация рабочего давления в пневмолинии. Для обеспечения надежной работы рабочее давление в пневмоприводе выбирают несколько меньшим давления сжатого воздуха в цеховой пневмосети. Для снижения и регулирования давления в пневмолиниях применяют пневматические аппараты, которые называют редуционными пневмоклапанами.

В исходном состоянии (рис. 5.11) клапан 6 прижат пружиной 5 к седлу 4. Сжатый воздух под давлением p_1 подается на вход. Пружина 2 через толкатель 7 отжимает клапан 6, образуя с седлом клапана 4 кольцевую щель для прохода сжатого воздуха под давлением p_2 к выходу. Сила пружины 2 уравновешивается силой давления сжатого воздуха, действующего на мембрану 1. Если давление на выходе упадет ниже заданной величины, то указанное равновесие нарушится, мембрана 1 прогнется и через толкатель 7 отожмет клапан 6, увеличив проход для воздуха, компенсируя падение давления на выходе. Равновесие вновь восстановится.

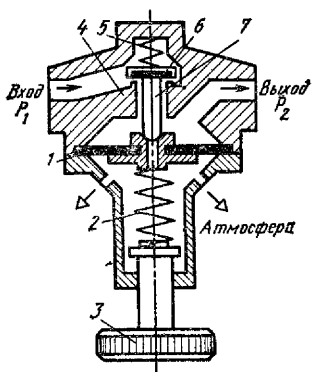


Рис. 5.11. Редуционный пневмоклапан

Давление на выходе редуционного пневмоклапана поддерживается относительно постоянным и определяется натяжением пружины 2. Настройку редуцированного (сниженного) давления осуществляют регулировочным винтом 3. Разницу давления p_1 на входе к p_2 на выходе показывает редуциция пневмоклапана.

Показателем точности редуционных клапанов является изменение выходного давления при изменении входного давления (регулирующая характеристика) и расхода воздуха через

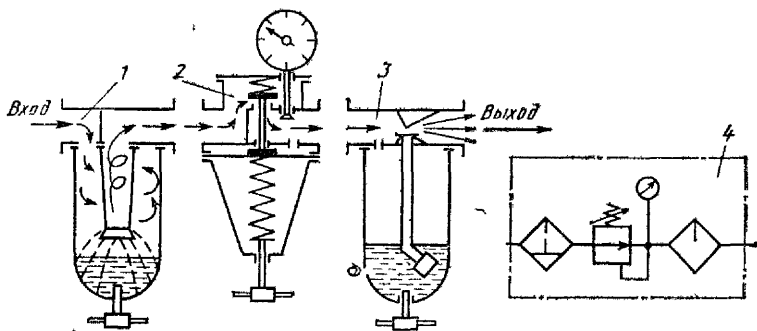


Рис. 5.12. Узел подготовки воздуха:

1—фильтр; 2—редукционный пневмоклапан; 3—маслораспылитель; 4—обозначение узла

пневмоклапан (расходная характеристика). Фильтры-влажностделители, маслораспылители и пневмоклапаны редукционные объединяют в общий узел и называют узлом подготовки воздуха (рис. 5.12).

ГЛАВА IV. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О ПНЕВМАТИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВАХ И ПНЕВМОПРИВОДАХ

§ 1. НАЗНАЧЕНИЕ ПНЕВМОПРИВОДА И ЕГО СТРУКТУРНЫЙ СОСТАВ

Пневматические системы управления и пневмоприводы наряду с электрическими и гидравлическими являются одним из наиболее эффективных средств автоматизации и механизации производственных процессов. Преимущества пневматики особенно проявляются при механизации и автоматизации наиболее часто встречающихся операций: зажима деталей, их фиксации, кантования, сборки, контроля линейных размеров, транспортирования, упаковки и др. Применение пневматики позволяет исключить или свести до минимума участие человека в тяжелых и монотонных работах.

Широкому внедрению пневматики способствуют относительная простота конструкции и эксплуатационного обслуживания; надежность работы в широком диапазоне температур, высокой влажности и запыленности окружающей среды; пожаро- и взрывобезопасность; большой срок службы, высокая скорость перемещения исполнительных устройств (линейного до 15 м/с, вращательного до 100 000 об/мин); легкость получения и относительная простота передачи энергоносителя (сжатого воздуха); возможность снабжения им большого числа потребителей

от одного источника; отсутствие необходимости в защитных устройствах при перегрузке.

К недостаткам пневматики следует отнести сравнительно малую скорость передачи сигнала по пневматическим линиям на большие расстояния; сложность обеспечения плавного перемещения рабочих органов при колебаниях нагрузки и высокая стоимость выработки сжатого воздуха. Кроме того, обычное рабочее давление сжатого воздуха в сетях до 0,6 МПа приводит по сравнению с гидравликой к большим размерам исполнительных устройств цилиндров.

Пневматическая система — это техническая система, состоящая из устройств, находящихся в контакте со сжатым воздухом.

Пневмопривод — это совокупность устройств, в число которых входит один или несколько пневмодвигателей, предназначенных для приведения в движение механизмов машин посредством сжатого воздуха. В пневмоприводе обязательно должен входить пневматический двигатель (пневмодвигатель). Пневмодвигатель может быть поступательного, вращательного или поворотного движения.

Если говорят о пневмодвигателе поступательного движения, то имеют в виду поршневой или мембранный пневмоцилиндр. Вращательное движение в пневмоприводе осуществляют пневмомотором непрерывного вращения пластинчатого, шестеренного, поршневого или винтового типа. Иногда необходимо осуществить поворотное движение на угол, меньший 360° . Это движение выполняют поворотными пневмодвигателями пластинчатого или поршневого типа.

В машиностроении применяют пневмопривод с разомкнутой циркуляцией сжатого воздуха. Это означает, что сжатый воздух после совершения рабочего цикла через выхлопные линии выбрасывается в атмосферу. В большинстве случаев для обеспечения заданного закона пневмопривод должен быть регулируемым. Регулируемость пневмопривода обеспечивается контрольно-регулирующей аппаратурой.

§ 2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

К основным параметрам пневматических устройств относят: условный проход, диапазон рабочего давления, расходная характеристика, параметры управляющего воздействия, параметры выхода, утечки, время срабатывания, допускаемая частота включений, показатели надежности, размер и масса.

Условный проход характеризует внутреннее проходное сечение устройства. В пневмоприводах станков получил распространение следующий ряд диаметров условных проходов: 2,5; 4; 6; 10; 16; 25 мм. Условный проход — параметр, удобный для

выбора размеров пневмоаппаратов различного функционального назначения из числа имеющихся в размерном ряду. Условный проход и размер присоединительной резьбы понятия не адекватные.

Рабочий диапазон давлений определяется минимальным и максимальным (номинальным) давлением. Номинальное (чаще это же и максимальное) давление — наибольшее манометрическое давление, при котором оборудование должно работать в течение установленного срока службы с сохранением параметров в пределах установленных норм. Пневматические устройства станочных приводов в основном рассчитаны на номинальное давление 0,63 и 1 МПа. Минимальное давление зависит от конструктивного исполнения устройств, вида применяемых уплотнений, коэффициента трения трущихся деталей, смазочного материала и т. д.

Расходная характеристика проточного пневматического устройства определяет количество (массу или объем) воздуха, проходящего через него в единицу времени в зависимости от величины и соотношения давлений на входе и выходе пневматического устройства. Расходная характеристика является параметром, характеризующим пропускную способность пневматического аппарата и потери давления в нем.

Применяют три способа задания расходной характеристики: величиной расхода при определенном перепаде давления и давлении на входе или перепадом давления при определенном расходе и давлении на входе; графиком, выражающим зависимость расхода от перепада давления при определенном давлении на входе; и параметром пропускной способности, характеризующим гидравлическое сопротивление.

Наибольшее распространение получил третий способ. В этом случае параметр пропускной способности K_v , принятый для выражения расходной характеристики, представляет собой расход жидкости, $\text{м}^3/\text{ч}$, с плотностью, равной $1000 \text{ кг}/\text{м}^3$, через испытываемое пневматическое устройство при перепаде давления 0,098 МПа, величина которого установлена ГОСТом:

$$K_v = Q_v / \sqrt{\Delta p}, \quad (5.57)$$

где Q_v — объемный расход воды, $\text{м}^3/\text{ч}$; Δp — перепад давления, Па.

Существуют зависимости, связывающие расход воздуха, приведенного к нормальным условиям (температуре 293 К и атмосферному давлению 101 325 Па) с параметром пропускной способности K_v .

Для подкритического режима течения (ниже критического отношения давления p_2 к p_1 при истечении сжатого воздуха, соответствующего максимальному расходу и численно равного 0,528)

$$Q = c K_v \sqrt{(p_1 - p_2) p_2}; \quad (5.58)$$

для надкритического режима течения (выше критического)

$$Q = cK_v p_1 / 2, \quad (5.59)$$

где p_1 и p_2 — абсолютное давление сжатого воздуха соответственно на входе и выходе пневматического устройства, Па; c — постоянная, равная 4,7 при измерении расхода Q в м³/мин и K_v в м³/ч, или 284 при Q и K_v в л/мин (приведенные значения даны при температуре воздуха 293 К).

Этот способ позволяет определить любую величину, входящую в уравнения (5.58) или (5.59), если известны три остальные. Утечки воздуха в пневматических устройствах допускаются только в подвижных соединениях, например там, где уплотнение осуществляется за счет малого зазора в притертых золотниковых парах. Утечки (расход воздуха через уплотнительные элементы) можно выражать в единицах расхода воздуха или характеризовать падением давления в отсекаемом объеме.

Под временем срабатывания пневматических устройств понимают промежуток времени от момента приложения управляющего воздействия (например начала роста давления в полости управления) до момента полного переключения рабочего органа или достижения заданного давления в определенном устройстве, подсоединенном к выходу пневматического устройства.

Время срабатывания пневматических устройств, как и их расходная характеристика, имеет большое значение, особенно для высокопроизводительного оборудования (манипуляторов, прессов, машин точечной сварки и др.). С временем срабатывания связана частота переключений, т. е. число переключений в единицу времени.

Надежность пневматических устройств высокого давления выражается двумя показателями: гамма-процентной наработкой на отказ и гамма-процентным ресурсом. В зависимости от принципа действия пневматических устройств, имеющих циклический или нециклический характер действия, наработку на отказ и ресурс выражают в циклах или часах.

Для пневматических устройств циклического действия ресурс исчисляется от 3 млн. до 20 млн. циклов в зависимости от назначения и конструкции; для устройств нециклического действия от 5000 до 12 000 ч.

ГЛАВА V. ЭЛЕМЕНТЫ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПРИВодОВ

§ 1. ПНЕВМОДВИГАТЕЛИ

В пневматических двигателях энергия сжатого воздуха преобразуется в механическую энергию движения рабочего органа машины. Пневматические двигатели позволяют

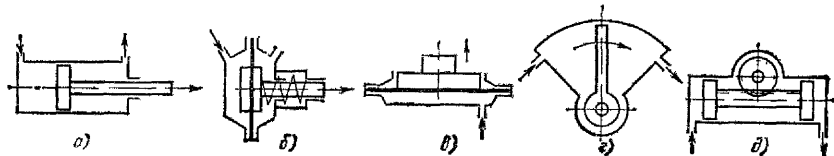


Рис 5.13. Схемы пневмодвигателей

осуществлять поступательное, поворотное и вращательное движение рабочих органов станка. В соответствии с тем движением, которое осуществляется с их помощью, они и получили название пневмодвигателей поступательного, поворотного и вращательного типа.

Поступательное движение осуществляется с помощью различных поршневых (рис. 5.13, а) или мембранных (рис. 5.13, б) пневматических или пневмогидравлических цилиндров. Общим признаком этой группы пневмодвигателей является наличие штока, совершающего возвратно-поступательные движения в результате взаимодействия элементов пневмодвигателя со сжатым воздухом. Рабочий элемент двигателя — мембрана или поршень — могут быть совмещены со штоком (рис. 5.13, в).

Поворотное движение (поворот на угол меньше 360°) можно выполнить с помощью пластинчатого (рис. 5.13, г) или поршневого (рис. 5.13, д) пневмодвигателя. Основу конструкции пластинчатого пневмодвигателя составляет лопасть (пластина), жестко связанная с выходным валом. Сжатый воздух подается попеременно то с одной, то с другой стороны лопасти двигателя. Лопасть под действием сжатого воздуха поворачивает выходной вал, создавая на нем крутящий момент. Схема другого типа поворотного двигателя — поршневого — представлена на рис. 5.13, д.

Одна из наиболее распространенных конструкций поршневого поворотного пневмодвигателя представлена на рис. 5.14, представляющего собою пневмоцилиндр 1, шток 2, выступающая часть которого выполнена как зубчатая рейка 4,

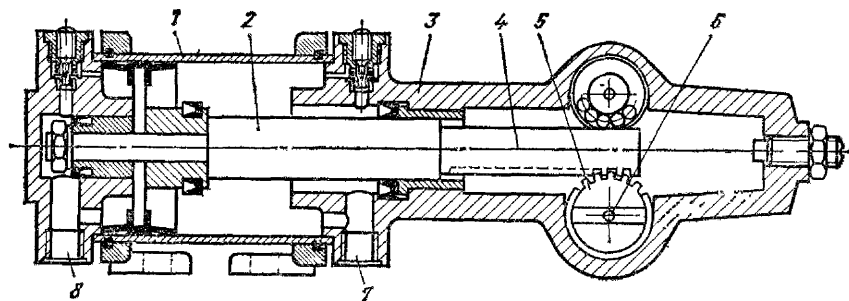


Рис 5.14. Поворотный пневмодвигатель поршневого типа

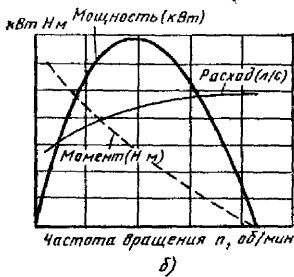
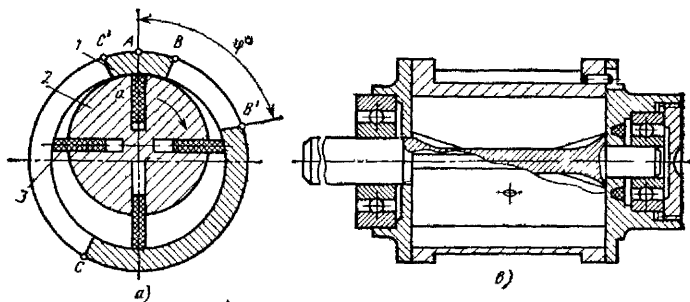


Рис. 5.15. Пластинчатый пневмомотор:
 а — схема; б — характеристика; в — конструкция

движущаяся во втулке 3. С рейкой-штоком сцеплена шестерня 5, жестко соединенная с выходным валом пневмомотора (ось 6 вала располагается перпендикулярно плоскости чертежа). Сжатый воздух попеременно подается в отверстия 7 и 8. Шток совершает возвратно-поступательные движения, а выходной вал — возвратно-поворотные.

Вращательное движение (поворот на угол больше 360°) может быть выполнено различными моторами. Пневмомоторы бывают пластинчатого, шестеренного, радиально- и аксиально-поршневого типа.

Пневмомотор пластинчатого типа состоит (рис. 5.15, а) из эксцентрично расположенных статора 1 и ротора 2. В продольных пазах ротора перемещается несколько пластин 3. Статор с торцов закрывают крышками, в которых имеются отверстия для впуска и выхлопа воздуха. Участок BB' статора является впускным, а участок CC' — выхлопным. При движении от точки А по направлению к впускному участку статора пластина a преодолевает сопротивление сжатого воздуха.

Как только пластина a пройдет кромку B , давление по обе стороны пластины уравнивается и сохраняется до тех пор, пока она не пройдет кромку B' . Тогда давление сжатого воздуха на пластину a со стороны впускного отверстия начинает превышать давление с другой стороны, и усилие, возникшее вследствие разности давлений, создает крутящий момент, направленный по часовой стрелке.

Типовая характеристика пластинчатого пневмомотора приведена на рис. 5.15, б. Максимальная мощность на выходном

валу достигается примерно при повышении частоты вращения ротора 2 до 50 % от максимально возможной частоты вращения на холостом ходу, т. е. без нагрузки. Максимальная частота вращения выходного вала пневмомотора зависит от размеров пневмомотора и его рабочего давления и достигает 20 000 об/мин и более. Диапазон выходной мощности пневмомотора от долей кВт до десятков кВт (конструкция пневмомотора показана на рис. 5.15, в).

В машиностроении при автоматизации чаще применяют в качестве пневмодвигателей пневматические цилиндры (пневоцилиндры). Конструкция поршневых пневмоцилиндров аналогична конструкции гидравлических цилиндров. Отличие заключается в том, что внутренние поверхности пневмоцилиндра должны иметь покрытия, предохраняющие пневмоцилиндр от коррозии. Крышки цилиндров изготавливают из алюминия, а гильзу и шток — из стали с упрочняющими поверхность антикоррозийными покрытиями.

Применяемые пневмоцилиндры имеют размер поршня 6 ... 300 мм и более (длина хода штока может достигать 2000 мм). Скорость перемещения штока 0,2 ... 1,5 м/с. Нижняя граница устойчивой скорости перемещения штока ограничивается силами трения в пневмоприводе. Когда скорость приближается к верхней границе, а диаметр поршня имеет значительные размеры, кинетическая энергия движущихся масс может достигать большой величины. Жесткое соударение подвижных частей привода с неподвижными может привести

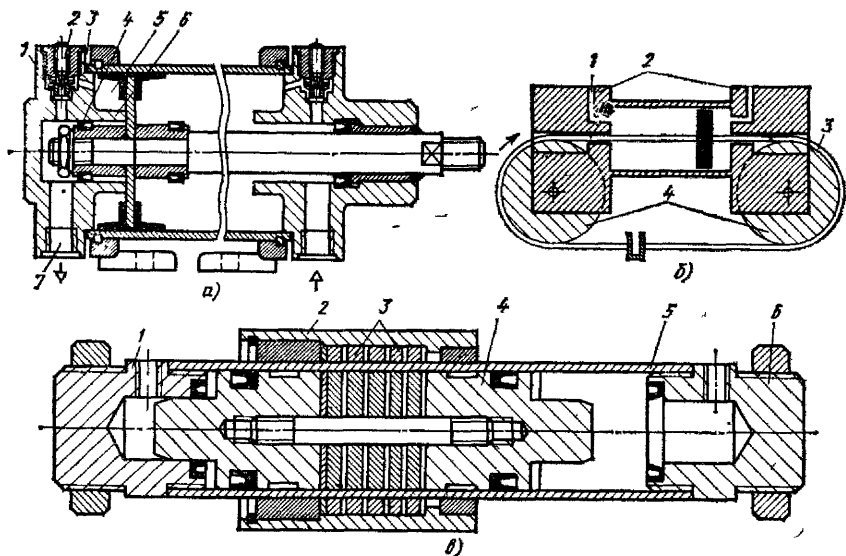


Рис. 5.16. Поршневые пневмоцилиндры

к вибрациям или поломке привода. Чтобы избежать этого, следует применять пневмоцилиндры с тормозными устройствами. Конструкция пневмоцилиндра двустороннего действия с тормозными устройствами в крышках представлена на рис. 5.16, а.

Этот пневмоцилиндр отличается от обычного цилиндра тем, что в крышках имеются кольцевые выступы 6, имеющие отверстия для вхождения манжет 4, смонтированных на штоке.

В конце хода штока манжета 4 входит в отверстие крышки и разделяет полость 5 и полость 3. В связи с этим выход воздуха из полости 5 в выхлопное отверстие 7 происходит через канал, проходное сечение которого ограничивается винтовым дросселем 2. Происходит мягкое торможение поршня и соединенных с ним подвижных масс. При подаче сжатого воздуха в отверстие 7 отгибается эластичная прокладка 1 и пропускает воздух в полость 5. Давление действует на поршень, и обратное движение штока начинается без задержки.

Применение пневмоцилиндров с обычным жестким штоком приводит к удвоенной, по сравнению с ходом, длине пневмоцилиндра при полностью выдвинутом штоке. Этого можно избежать, если использовать пневмоцилиндр с гибким штоком (рис. 5.16, б).

Пневмоцилиндр имеет крышки 2, канатик 3 и натяжные ролики 4. При подаче сжатого воздуха в отверстие 1 поршень перемещается вправо и тянет за собой канатик. С канатиком 3 соединяется перемещаемый механизм. В качестве канатика используется многожильный стальной трос, облицованный эластичной пластмассой. Цилиндры с гибким штоком применяют в качестве приводов механизмов, используемых при транспортировании грузов на большие расстояния, до 10 м и более, но с небольшими усилиями, или при необходимости уменьшения габаритов пневматических устройств.

Получили распространение бесштоковые пневмоцилиндры (рис. 5.16, в). Эти цилиндры изготавливают с длиной хода поршня до 20 м. Пневмоцилиндр состоит из крышек 1 и 6, тонкостенной калиброванной гильзы 5, изготовленной из немагнитного материала, поршня 4 и каретки 2, двигающейся по наружной поверхности гильзы. В поршне и каретке встроены сильные постоянные магниты 3. Их взаимодействие таково, что перемещение поршня влечет перемещение каретки, т. е. движение поршня, вызванное воздействием сжатого воздуха, приводит в движение каретку, с которой скреплен перемещаемый узел машины.

Мембранные пневмоцилиндры применяют в зажимных, фиксирующих, переключаящих и тормозных устройствах станков, прессов, в сварочных и других машинах. Преимуществом мембранных пневмоцилиндров является простота изготовления, нечувствительность к чистоте сжатого воздуха и окружающей среды и подаче смазочного материала.

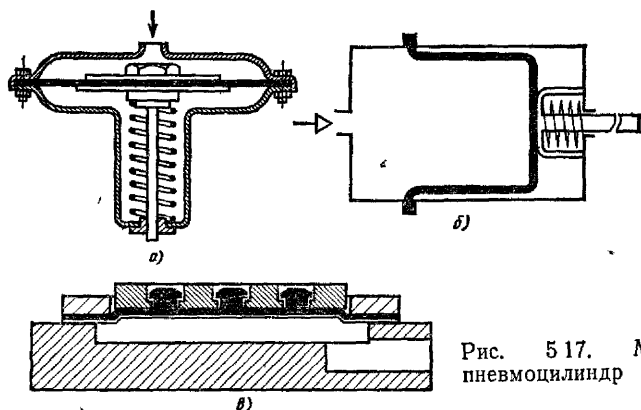


Рис. 5.17. Мембранный пневмоцилиндр

Мембранные пневмоцилиндры преимущественно применяют одностороннего действия с пружинным возвратом. Конструктивная схема мембранного пневмоцилиндра приведена на рис. 5.17, а. Мембраны могут быть эластичные (из резины, резиноканевых и синтетических материалов) и металлические (из стали, бронзы и латуни). Плоские мембраны не имеют изгибов в своем сечении и поэтому имеют ход, составляющий 0,1 ... 0,5 диаметра мембраны.

На рис. 5.17, б показан мембранный пневмоцилиндр с формованной мембраной специального профиля, что позволяет увеличить длину хода штока до нескольких диаметров мембраны. На рис. 5.17, в показан плоский мембранный элемент с длиной хода до 2 мм и большим развиваемым усилием толкателя. Такие мембранные элементы в основном применяют для прижима или подъема деталей.

§ 2. НАПРАВЛЯЮЩАЯ ПНЕВМОАППАРАТУРА

Рассматривая управление пневматическими исполнительными механизмами, такими как пневмоцилиндры, пневмомоторы, поворотные пневмодвигатели и др., можно выделить несколько видов воздействия на движение исполнительных органов: реверсирование (изменение направления движения на противоположное), начало и остановка движения рабочего органа; изменение скорости; изменение усилия, развиваемого пневмодвигателем.

Реверсирование, пуск и остановку пневмодвигателей осуществляют с помощью направляющей пневмоаппаратуры, к которой относят: пневмораспределители, обратные пневмоклапаны, пневмоклапаны быстрого выхлопа, пневмоклапаны последовательности. Основным элементом, с помощью которого изменяют направление движения пневматического цилиндра или мотора, является пневмораспределитель.

На рис 5.18, а, б показан способ реверсирования поршневого пневмоцилиндра двустороннего действия с помощью золотникового двухпозиционного пневмораспределителя с пневматическим управлением. На рис. 5.18, а показано положение распределительного золотника 6 в корпусе 1, при котором сжатый воздух из пневмолинии поступает в воздухопровод 2 и затем в поршневую полость 3 пневмоцилиндра. Одновременно штоковая полость 4 этого цилиндра соединяется с атмосферой через воздухопровод 5 и выхлопное отверстие 7. Шток пневмоцилиндра при этом положении распределительного золотника движется слева направо.

Для изменения направления движения штока на противоположное необходимо подать через отверстие 9 пневматический сигнал в управляющую полость пневмораспределителя (рис. 5.18, б). При этом сжатый воздух через внутренние каналы распределителя из пневмолинии поступит в полость 4, а полость 3 пневмоцилиндра соединится с атмосферой. При этом изменяется направление движения штока. Условное обозначение двухпозиционного пятилинейного пневмораспределителя с пневматическим управлением показано на рис. 5.18, в.

Для реверса штока необходимо подать сигнал в управляющую полость золотника. Это можно осуществить с помощью двухпозиционного трехлинейного пневматического распределителя с механическим управлением и пружинным возвратом.

На рис 5.18, г показана схема управления возвратно-поступательным движением пневмоцилиндра. На штоке 1 пневмоцилиндра укреплен кулачок 2, который нажимает на выступающую часть 3 золотникового трехлинейного распределителя 4. Под действием кулачка сжимается пружина 6. Сжатый воздух из пневмолинии 5 через воздухопровод 7 поступает в управляющую полость 8 пятилинейного пневмораспределителя. Золотниковый элемент 10 переместится в крайнее правое положение, так как правая управляющая полость 11 посредством аналогичного трехлинейного распределителя 12 соединится с атмосферой 13.

Шток 1 пневмоцилиндра начинает двигаться влево, освобождая шток 3. Шток 3 под действием пружины 6 поднимается вверх, соединив полость 8 пневмораспределителя 9 с атмосферой. Золотниковый элемент 10 останется на месте («запомнит» команду), сдерживаемый от случайных движений трением. Это положение золотника 10 будет сохраняться до тех пор, пока кулачок 2 не нажмет на выступающую часть 13 золотника пневмораспределителя 12. Затем происходит реверс штока 1.

Непрерывное возвратно-поступательное движение можно прервать, если в пневмолинию 7 встроить аналогичный показанным на рисунке трехлинейный распределитель, но с ручным переключением из одной позиции в другую и фиксацией золотникового элемента в каждом из указанных положений. Тогда

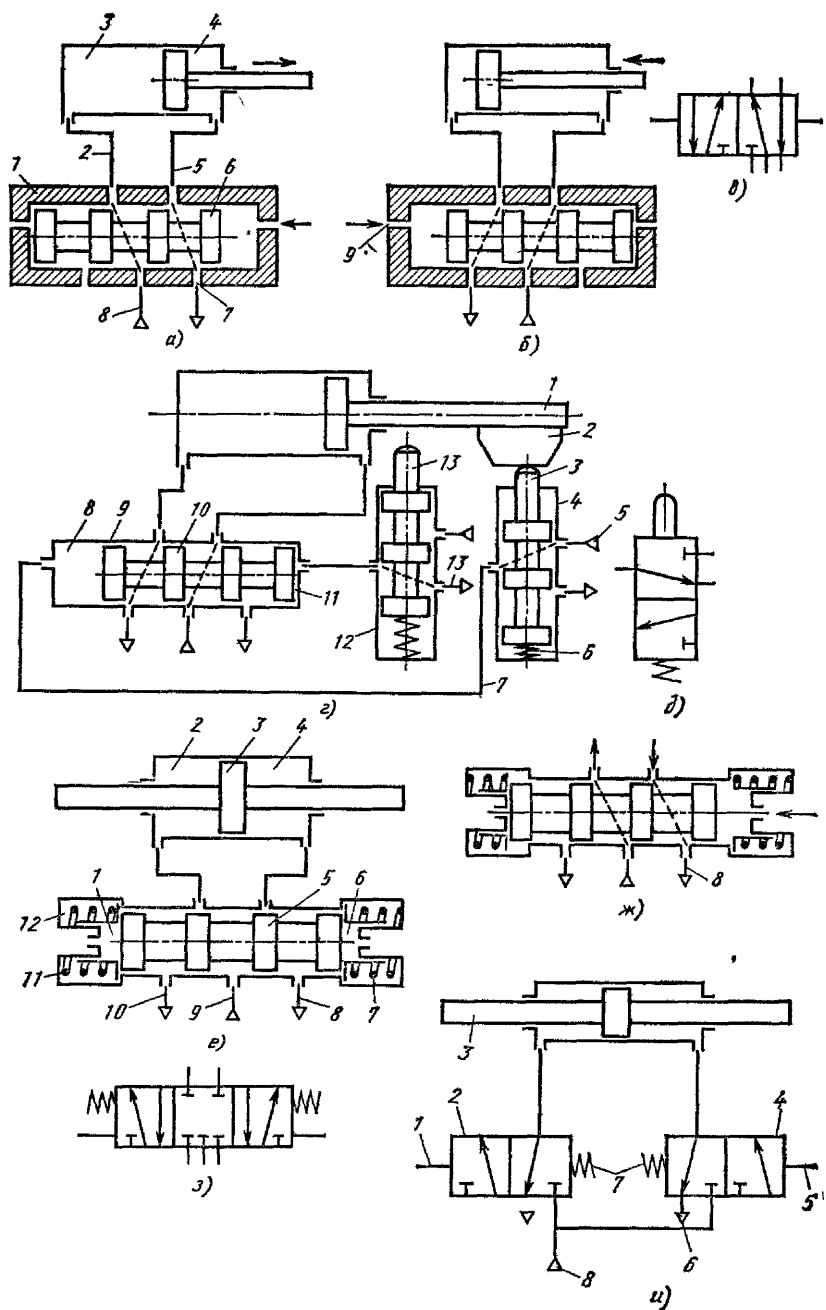


Рис 5 18 Схемы управления пневмоцилиндрами (а—и)

одно какое-либо положение золотника будет соответствовать состоянию штока цилиндра остановки, а другое непрерывному возвратно-поступательному движению пневмопривода.

Однако следует помнить, что остановка штока произойдет в каком-либо одном из крайних положений штока пневмоцилиндра. На рис. 5.18, *д* показано условное изображение двухпозиционного трехлинейного пневмораспределителя с механическим управлением и пружинным возвратом.

Для остановки пневмоцилиндра в промежуточном положении применяют трехпозиционные пятилинейные пневмораспределители. На рис. 5.18, *е* показан такой пневмораспределитель в среднем положении, т. е. в положении остановки пневмоцилиндра. Это состояние создается в результате снятия пневматических сигналов с обеих полостей управления 1 и 6 пневмораспределителя 12.

Золотниковый распределительный элемент 5 пневмораспределителя устанавливается в среднее положение пружинами 7 и 11. В результате этого внутренние каналы пневмораспределителя оказываются разъединенными между собой. Сжатый воздух в полостях 2 и 4 пневмоцилиндра оказывается изолированным от питающей пневмолинии 9 и каналов 8 и 10, связанных с атмосферой. Давление в полостях пневмоцилиндра выравнивается и, если активные площади с двух сторон поршня 3 равны, шток останавливается.

Если теперь потребуется возобновить движение штока, пневмораспределитель путем подачи пневматического сигнала в его полость управления, например правую полость 6, переводится в левое крайнее положение и тем самым сообщает левую полость 2 пневмоцилиндра с питающей пневмолинией 9, а правую полость 4 с каналом 8. Шток пневмоцилиндра начинает двигаться вправо. На рис. 5.18, *ж* показан пятилинейный трехпозиционный пневмораспределитель в крайнем положении, соответствующем перемещению штока управляемого им пневмоцилиндра.

На рис. 5.18, *з* показано условное изображение трехпозиционного пятилинейного пневмораспределителя с «закрытым центром» (т. е. все каналы разобщены между собой) и двусторонним пневматическим управлением. Остановка пневмоцилиндра с двусторонним штоком может быть произведена пневмораспределителем с «открытым центром», т. е. когда все каналы соединены между собой.

Остановка пневмоцилиндра в промежуточном положении может быть решена с помощью двух двухпозиционных трехлинейных пневматических распределителей (рис. 5.18, *и*). Оба пневмораспределителя 2 и 4 находятся в состоянии, когда пневматические сигналы на входах 1 и 5 управления пневмораспределителями 2 и 4 отсутствуют. Пневмораспределители находятся в положении, которое они принимают под действием

пружины 7. Обе полости пневмоцилиндра сообщаются с атмосферой 6. Шток 3 пневмоцилиндра неподвижен. Для возобновления движения необходимо подать пневматический сигнал на один из входов 1 или 5 пневмораспределителей 2 или 4. Питание сжатым воздухом осуществляется через канал 8.

Внешние пневмолинии — это воздухопроводы и каналы для прохода сжатого воздуха (в том числе и отверстия для связи с атмосферой), соединяемые в определенных сочетаниях при различных положениях распределительного элемента. Число внешних линий определяет «линейность» распределителя.

По числу фиксированных положений распределительного элемента различают двух-, трех- и многопозиционные распределители. Многопозиционные распределители применяют редко. Наибольшее распространение получили двухпозиционные распределители, которые могут иметь одностороннее и двустороннее управление.

Под односторонним понимают такой вид управления, при котором для переключения распределительного элемента управляющее воздействие прикладывается только к одному чувствительному элементу и в одном направлении; при этом возврат в исходное положение происходит после снятия управляющего воздействия под давлением механической или пневматической пружины. При двустороннем управлении, чтобы распределительный элемент привести в заданное состояние, необходимо управляющее воздействие приложить к соответствующему чувствительному элементу или изменить направление действия.

К двух- и трехлинейным распределителям с односторонним управлением относят «нормально закрытые» (при отсутствии управляющего воздействия питающий сжатый воздух не проходит к выходному каналу распределителя) и «нормально открытые» (при отсутствии управляющего воздействия питающий

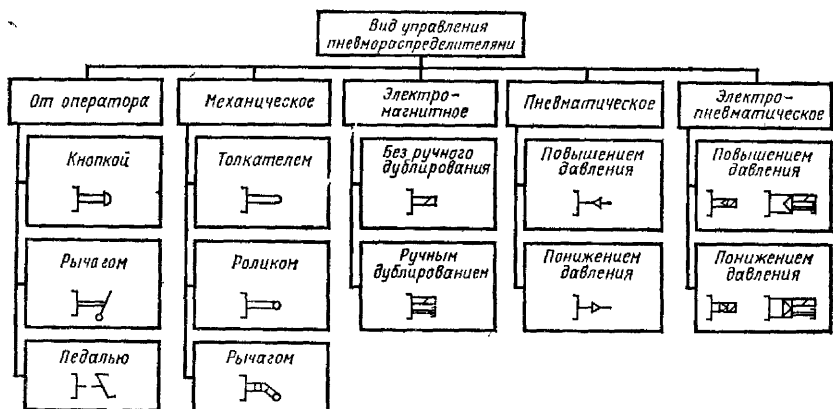


Рис 5.19. Классификация видов управления пневмораспределителями

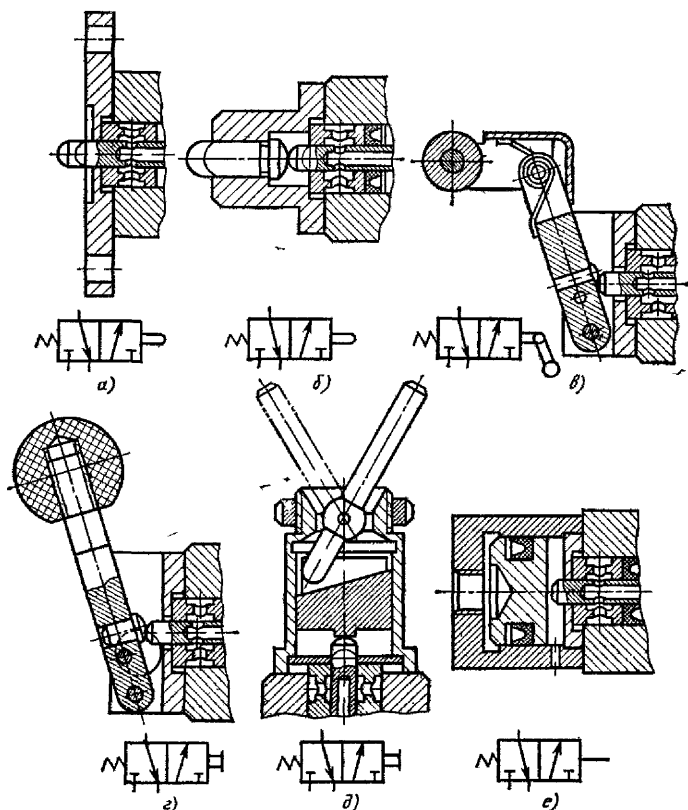


Рис. 5 20. Схемы видов управления трехлинейным двухпозиционным клапаном распределителем:
а—с толкателем; *б*—со штифтом, *в*—с рычагом, *г*—с кнопкой; *д*—с рукояткой; *е*—с пневмуправлением

сжатый воздух проходит к выходному каналу распределителя). Двухпозиционные распределители могут быть использованы как элементы памяти в пневматических схемах.

Важным функциональным признаком распределителей является вид управления. Классификация видов управления приведена на рис. 5 19. Некоторые конструктивные решения различных видов управления трехлинейным двухпозиционным клапаном пневмораспределителем приведены на рис. 5.20.

В качестве распределительного элемента применяют клапанное устройство, цилиндрический золотник, плоский золотник и крановое устройство. Схемы клапанных двухлинейных двухпозиционных пневмораспределителей показаны на рис. 5 21, *а*; трехлинейных — на рис. 5.21, *б*.

При нажиме на толкатель 3 отодвигается шарик 2, выполняющий функцию клапана, и соединяется вход 1 клапанного

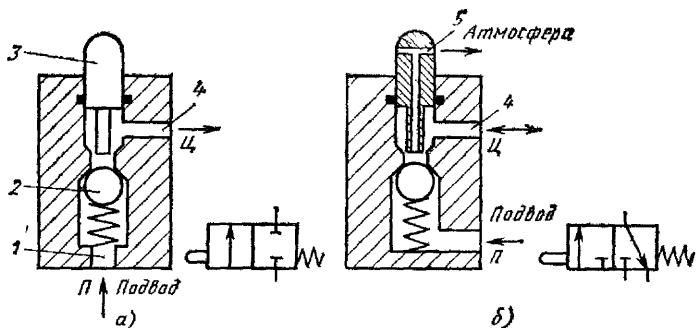


Рис. 5.21. Клапанные пневмораспределители

распределителя с выходом 4. Снятие усилия на толкатель 3 под действием пружины приводит шарик 2 в исходное положение. Пневмораспределитель пропускает сжатый воздух или нет. Трехлинейный пневмораспределитель отличается от описанного выше тем, что в толкателе 3 имеются отверстия 5, которые при отсутствии механического воздействия на толкатель соединяют с атмосферой выходное отверстие 4.

На рис. 5.22 показан клапанный трехлинейный двухпозиционный нормально закрытый пневмораспределитель с электромагнитным управлением (электропневмоклапан). Электрический сигнал подается в соленоидную катушку 4. Магнитное поле, образованное этой катушкой, втягивает стальной стержень 3, который верхним концом с мягким уплотнением 6 закрывает отверстие 5, связанное с атмосферой. Отверстие 1 в корпусе 2 соединится с отверстием 7. Положение включенного пневмораспределителя показано на рис. 5.22, б. При снятии электрического сигнала исчезает магнитное поле и стержень 3

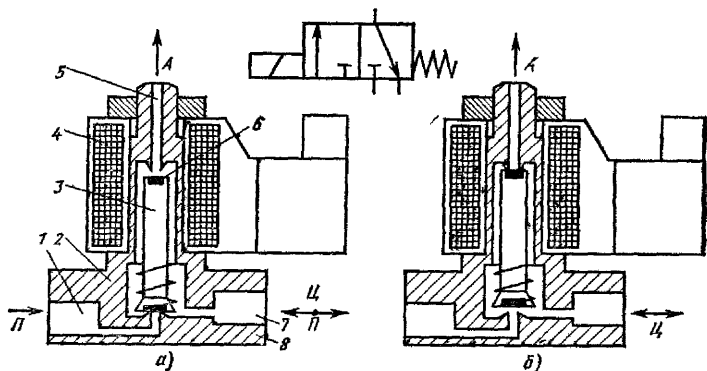


Рис 5.22 Двухпозиционный нормально открытый трехлинейный пневмораспределитель с электрическим управлением

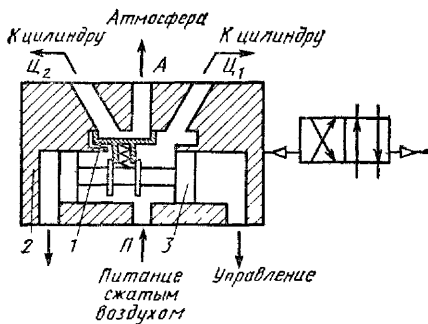
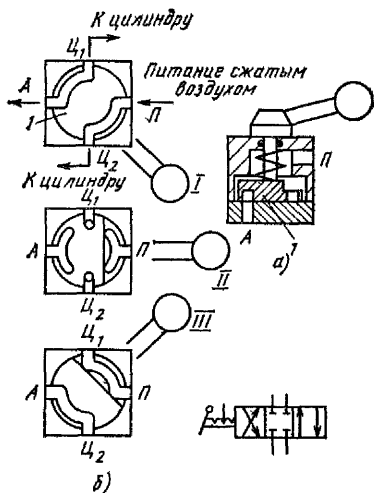


Рис. 5.23. Пятилинейный двухпозиционный пневмораспределитель с плоским золотником

Рис. 5.24. Четырехлинейный трехпозиционный с ручным управлением пневмораспределитель с плоским золотником (крановый пневмораспределитель)



под действием пружины нижним концом с уплотнением 8 закрывает проход для сжатого воздуха из отверстия 1 к отверстию 7.

Такая конструкция обеспечивает высокое быстродействие пневмораспределителя до 1500 переключений за 1 мин. Мощность электрического сигнала составляет 5 ... 10 Вт; диаметр отверстия в седлах не более 1,5 мм. Такой тип пневмораспределителя используют в качестве управления для пневматических распределителей с диаметром условного прохода 10 ... 40 мм.

В распределителях с плоским золотником (рис. 5.23) потоки сжатого воздуха распределяются парой плоский золотник 1 — плита 2. Причем отверстия для прохода воздуха выведены на плоскую, тщательно обработанную поверхность плиты, по которой перемещаются золотник 1 с канавкой, попарно соединяющий между собой эти отверстия. Золотник перемещается относительно плоскости с отверстиями с помощью привода, чаще пневматического (поршень 3), хотя для распределителей малого размера используют ручное, механическое и другие виды управления.

В крановых распределителях наибольшее распространение получил плоский поворотный золотник 1 (рис. 5.24). Обычно крановые распределители имеют ручное управление. На рис. 5.24, б показана схема соединения отверстий в трех положениях рукоятки кранового распределителя.

Обратные пневмоклапаны предназначены для пропускания сжатого воздуха только в одном направлении (рис. 5.25). Клапан 3 находится в корпусе 2 и в свободном состоянии прижимается пружиной 4 к седлу (проход от отверстия 5 к отвер-

стию 1 закрыт). При подаче воздуха в отверстие 1 клапан 3 отодвигается от седла, открывая проход к отверстию 5.

Клапан быстрого выхлопа (рис. 5.26) служит для повышения быстродействия пневмоприводов путем уменьшения сопротивления выхлопной линии. Применение такого клапана (рис. 5.26, в) обеспечивает увеличение скорости втягивания штока пневмоцилиндра 1 под действием пружины. При включении пневмораспределителя 5 сжатый воздух проходит через клапан быстрого выхлопа 3, который пропускает его в поршневую полость цилиндра по трубопроводу 2, обеспечивая перемещение поршня влево.

При выключении пневмораспределителя 5 давление в трубопроводе 4 падает, клапан быстрого выхлопа переключается, обеспечивая выпуск воздуха из полости пневмоцилиндра в атмосферу, минуя трубопровод 4 и пневмораспределитель 5.

На рис. 5.26, а показана схема клапана быстрого выхлопа. Отверстие 2 клапана присоединяется к полости цилиндра. Сжатый воздух от распределителя подводится к отверстию 1. Отверстие 3 соединяется с атмосферой. На рис. 5.26, а показано положение клапана быстрого выхлопа при наполнении полости пневмоцилиндра сжатым воздухом. На рис. 5.26, б показано положение клапана при быстром опорожнении этой же полости цилиндра.

Пневмоклапаны последовательности предназначены для контроля рабочего цикла по давлению (разности давлений) в пневматических системах управления путем подачи пневматического сигнала при возрастании контролируемого давления (разности давлений) до заданной величины. Такие клапаны применяют также для переключения пневматически управляемых узлов в системах, когда нельзя использовать конечные выключатели (например при переменной длине хода поршня).

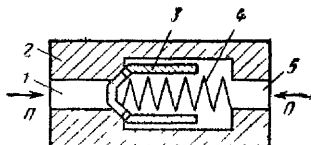


Рис. 5.25. Пневмоклапан обратный

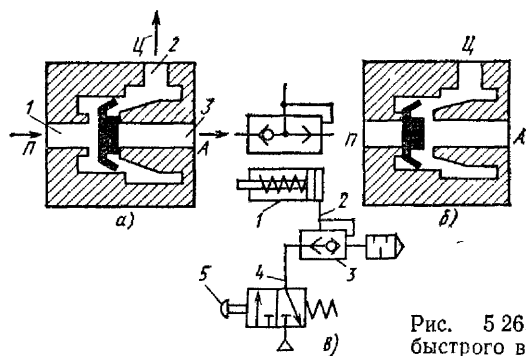


Рис. 5.26. Пневмоклапан быстрого выхлопа

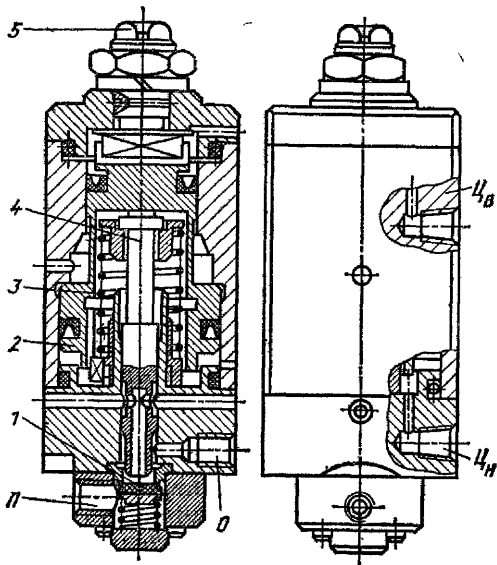


Рис. 5.27. Пневмоклапан последовательности

пружиной 3, настраиваемой винтом 5, и давлением в выхлопной полости, действующим на большую площадь поршня 2.

После прохода поршня цилиндра в крайнее положение и его останова давление в напорной полости становится равным давлению в магистрали, а в выхлопной полости — атмосферному. Вследствие этого поршень 2, преодолевая действие пружины 3, перемещается вниз и через толкатель 4 перемещает клапан 1, тем самым соединяя его выход 0 с каналом питания П. На выходе образуется пневматический сигнал, который может использоваться для реверса этого пневмоцилиндра или управления работой других элементов схемы.

§ 3. РЕГУЛИРУЮЩАЯ ПНЕВМОАППАРАТУРА

Получение равномерного движения штока пневмоцилиндра, ввиду сжимаемости воздуха, затруднительно. Однако при правильном выборе параметров пневмоцилиндра и средств регулирования скорости штока можно добиться плавности его движения, достаточной для выполнения транспортирующих, зажимных и других операций. Регулирование скорости перемещения поршня проводят дросселированием, т. е. изменением количества поступающего в пневмоцилиндр воздуха путем изменения проходного сечения дросселя.

В зависимости от места установки дросселя различают два способа регулирования штока пневмоцилиндра скорости: дросселированием на входе и дросселированием на выходе. Выбор

способа регулирования в каждом случае необходимо производить только после анализа условий работы и требований, предъявляемых к пневмоцилиндру.

Дросселирование на входе (рис. 5.28, а) снижает первоначальный рывок при трогании поршня с места и обеспечивает плавное его перемещение при стабильной нагрузке. Если нагрузка неравномерная, то и движение поршня также будет неравномерным. Дросселирование на входе рекомендуется применять для быстродействующих пневмоцилиндров при небольших относительно постоянных нагрузках.

Дросселирование на выходе (рис. 5.28, б) более эффективно для регулирования скорости штока в конце хода. Оно обеспечивает быстрое первоначальное движение поршня и более стабильное перемещение поршня. Однако при дросселировании на выходе подготовительное время до начала движения поршня

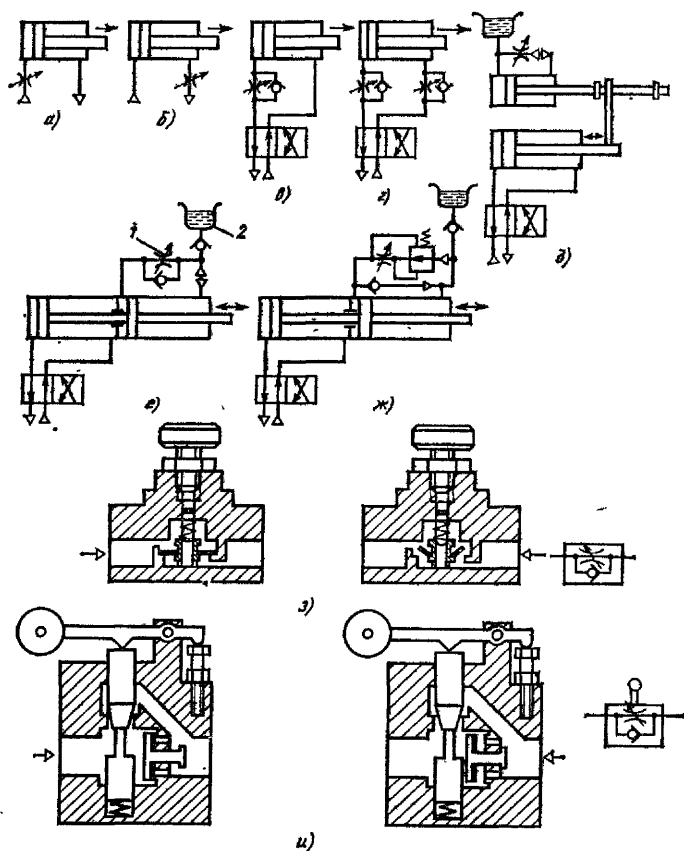


Рис. 5.28. Аппаратура для регулирования скорости штока пневмоцилиндра

может оказаться большим, и кроме того, наблюдается рывок при трогании поршня с места. Можно исключить этот рывок, создав постоянный подпор в выхлопной полости путем установки подпорного клапана. При необходимости регулирования скорости штока только в одном направлении следует параллельно дросселю подключить обратный клапан, как показано на рис. 5.28, в.

Для увеличения диапазона регулирования и повышения стабильности скорости перемещения поршня можно использовать двойное регулирование: одновременное дросселирование на входе и на выходе (рис. 5.28, г).

Ввиду сжимаемости воздуха, ни один из вышеперечисленных способов регулирования скорости не может полностью исключить влияние нагрузки на плавность перемещения поршня.

Применение гидравлического регулирования скорости перемещения поршня может обеспечить достаточно высокую стабильность скорости. Шток пневмоцилиндра при гидравлическом регулировании жестко соединяют со штоком гидравлического цилиндра, причем гидравлический цилиндр можно располагать как параллельно пневмоцилиндру (рис. 5.28, д), так и соосно (рис. 5.28, е).

Параллельное расположение гидроцилиндра имеет преимущество в том, что можно регулировать скорость штоков не на всей длине поршня, а на его определенном участке, который зависит от установки гаек на резьбовой части удлиненного штока гидроцилиндра. При этом длина и диаметр гидроцилиндра могут быть меньше, чем у пневмоцилиндра.

Соосное расположение пневматического и гидравлического цилиндров обеспечивает регулирование скорости штоков на всей длине хода пневмоцилиндра. При таком расположении пневмо- и гидроцилиндр могут быть объединены в один пневмогидравлический цилиндр.

Регулирование скорости перемещения штока в пневмогидравлическом приводе осуществляется дросселем 1 (рис. 5.28, е), устанавливаемым в замкнутом контуре гидроцилиндра. Для восполнения утечек масла в систему подключается подпиточный бачок 2.

Скорость перемещения поршня пневмогидроцилиндра зависит от настройки дросселя

$$v = \mu_{др} A_{др} \sqrt{\Delta p} / A_{п.г}, \quad (5.60)$$

где $\mu_{др}$ — коэффициент расхода рабочей жидкости через дроссель; $A_{др}$ — площадь проходного сечения дросселя; Δp — перепад давления на дросселе:

$$\Delta p = \frac{p_m A_{п.п} - F}{A_{п.г}} - p_a, \quad (5.61)$$

где $A_{п.п}$, $A_{п.г}$ — площади поршней пневмоцилиндра и гидроцилиндра.

Рис. 5.29. Предохранительный пневмоклапан

В формулу рабочей скорости входят все постоянные величины, кроме нагрузки на штоке F . При постоянной нагрузке скорость движения поршня будет стабильной, при изменении нагрузки скорость его движения при неизменной настройке дросселя меняется.

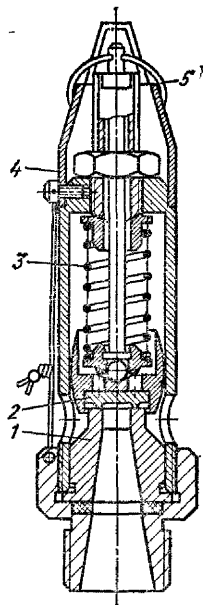
Для сохранения равномерного перемещения поршня независимо от изменения нагрузки рекомендуется применять схему регулирования (рис. 5.28, *ж*), использующую дроссель с регулятором давления, в которой расход жидкости устанавливается дросселем, а постоянство давления перед дросселем автоматически обеспечивается регулятором давления.

Для обеспечения быстрого возврата рабочего органа в гидравлическом замкнутом контуре устанавливается обратный клапан, а иногда для увеличения быстродействия в поршень гидроцилиндра встраивается тарельчатый клапан. При использовании пневмоцилиндров в схему не следует включать клапаны быстрого выхлопа и другие устройства, чувствительные к повышению давления, так как они могут сработать до начала дросселирования в гидросхеме. Когда требуется погасить более высокие скорости, используют гидравлические амортизаторы.

Сопротивление потоку сжатого воздуха создается путем введения в пневмолинию местного гидравлического сопротивления, называемого дросселем. Различают дроссели постоянные (нерегулируемые), сопротивление которых (проходное сечение, форма или длина канала) не может быть изменено при эксплуатации, и переменные (регулируемые), сопротивление которых можно менять настройкой дросселя.

Дроссели выполняют в виде регулируемых устройств и часто снабжают обратным клапаном, устанавливаемым параллельно дросселирующему узлу. В последнем случае эти устройства называют дросселями с обратным клапаном. Применяют регулируемые дроссели с ручным и механическим управлением.

На рис. 5.28, *з* показан дроссель с обратным клапаном и ручной настройкой. На рис. 5.28, *и* показан дроссель с обратным клапаном и механическим управлением (тормозной дроссель). В этом дросселе расход воздуха зависит от перемещения управляющего элемента (штока, ролика), определяемого профилем копира или кулачка, установленного на выходном звене пневмодвигателя. Таким образом, выбирая необходимый копира, можно менять сопротивление пневмодросселя по всей длине



перемещения выходного звена (например штока цилиндра), обеспечивая заданный закон движения рабочего органа.

Превышение давления в пневмосети выше допустимого может нарушить нормальную работу пневмоприводов и систем управления или привести к аварии. Поэтому пневмосеть предохраняют путем установки необходимых устройств на компрессорных станциях (в ряде случаев это требуется и на отдельных участках сети).

Устройство, открывающееся для сброса сжатого воздуха в атмосферу при превышении установленного давления воздуха и закрывающееся при восстановлении его до величины, близкой к заданной, называют **предохранительным клапаном**. В промышленности нашли применение предохранительные клапаны прямого действия пружинного типа с диаметрами условных проходов до 25 мм.

На рис. 5.29 показан предохранительный клапан прямого действия. При превышении заданного давления, определяемого настройкой пружины 3, клапан 2 отходит от седла 1, обеспечивая свободный выход воздуха в атмосферу. Приспособление для принудительного открытия дает возможность продувкой проверить исправность клапана. При приложении усилия к кольцу 5 пружина сжимается и клапан 2 освобождается от ее воздействия. Если клапан не заклинен, то он отходит от седла, обеспечивая выход сжатому воздуху. Для исключения возможности перенастройки клапана применен защитный колпачок 4.

ГЛАВА VI. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

§ 1. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ДВИГАТЕЛЕЙ

При расчете пневмоцилиндров следует руководствоваться условиями их работы и назначением. Если цилиндр работает в качестве привода зажимного приспособления или служит для перемещения рабочих органов на незначительные расстояния, то точное определение времени срабатывания пневмоцилиндра существенного значения не имеет. В этом случае расчет сводится к определению усилий, развиваемых пневмоцилиндром, и расхода воздуха.

Если пневмоцилиндр работает в определенном цикле и время его действия строго ограничено, то определяют время срабатывания пневмоцилиндра, а в ряде случаев — параметры привода, обеспечивающие закон движения рабочих органов машины (разгон, торможение, равномерность движения).

Диаметр поршня зажимных пневмоцилиндров определяют, исходя из заданного усилия F_z зажима детали, см:
для цилиндров одностороннего действия

$$D = 11,3 \sqrt{F_z / (0,9p_m - p_a)}; \quad (5.62)$$

для цилиндров одностороннего действия с пружинным возвратом

$$D = 11,3 \sqrt{(F_z + F_0 + v_n S) / (0,9p_m - p_a)}. \quad (5.63)$$

Для создания небольшого усилия запаса принимают, что усилие зажима обеспечивается при давлении $0,9p_m$.

Диаметр поршня транспортирующих цилиндров, см:
для горизонтально расположенных цилиндров

$$D = 11,3 \sqrt{\frac{F_c}{x p_m (1 - k)}}; \quad (5.64)$$

для вертикально расположенных цилиндров при подъеме

$$D = 11,3 \sqrt{\frac{F_c - F_d}{x p_m (1 - k)}}; \quad (5.65)$$

при опускании

$$D = 11,3 \sqrt{\frac{F_c + F_d}{x p_m (1 - k)}}, \quad (5.66)$$

где p_m — минимальное абсолютное давление сжатого воздуха в магистрали или на выходе регулятора давления, МПа; p_a — атмосферное давление, МПа; F_0 — сила предварительного натяжения пружины, Н; v_n — жесткость пружины, Н/см; S — ход поршня, см; F_c — полезная нагрузка на поршень, Н; F_d — вес движущихся частей привода, Н; k — коэффициент, учитывающий потери на трение в цилиндре.

Ориентировочные значения k для различной полезной нагрузки пневмоцилиндра при уплотнении поршня и штока манжетами и питающем давлении $0,5 \dots 0,6$ МПа приведены ниже (большие значения k принимают для меньших диаметров пневмоцилиндров):

k	0,5 ... 0,2	0,2 ... 0,12	0,15 ... 0,08	0,08 ... 0,05
F_c , Н	до 600	600 ... 6000	6000 ... 25 000	25 000 ... 60 000

Параметр загрузки, характеризующий отношение действительной нагрузки F к теоретическому усилию на штоке пневмоцилиндра

$$x = F / (p_m A). \quad (5.67)$$

Для транспортирующих пневмоцилиндров оптимальное значение $x = 0,4 \dots 0,5$. При $x > 0,5$ время срабатывания пневмоцилиндра значительно возрастает, значения $x = 0,1 \dots 0,2$ свидетельствуют о неэффективном использовании пневмоцилиндра, но могут быть необходимы для получения максимальных

5.5. Усредненные скорости движения штока в зависимости от параметра загрузки при рабочем давлении 0,6 МПа

Диаметр поршня	Диаметр условного прохода питающей трубы	Параметр загрузки				
		0	0,2	0,4	0,6	0,8
мм		Скорость штока, мм/с				
25	4	580	530	450	380	300
35	7	980	885	785	690	600
50	7	480	440	400	360	320
70	7	230	215	200	180	150
70	9	530	470	425	380	310
100	7	120	110	90	80	60
100	9	260	230	205	180	130
140	9	130	120	110	90	70
140	12	300	260	230	200	170
200	9	65	60	55	50	40
200	12	145	130	120	105	85
200	19	330	300	280	250	215
250	19	240	220	185	165	115

скоростей срабатывания пневмоцилиндра. Усредненные скорости перемещения штока в зависимости от параметра загрузки приведены в табл. 5.5.

Максимально допустимые x_{\max} приведены ниже:

x_{\max}	0,6	0,65	0,7	0,75 ... 0,8
$p_m, \text{МПа}$	0,3	0,4	0,5	0,6 ... 1

Расчетный диаметр поршня округляют до ближайшего стандартного размера (рекомендуется проводить округление в большую сторону). Однако, если расчетный диаметр поршня отличается от стандартного не более чем на 5 %, то можно принимать меньшее значение.

§ 2. ТИПОВЫЕ СХЕМЫ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

Схемы управления одним цилиндром с применением распределителей прямого действия представлено на рис. 5.30, а, б. При таком способе управления, особенно если цилиндр больших размеров, а распределитель находится на значительном расстоянии от него, применяют длинные трубопроводы большого диаметра. Это неудобно при монтаже и вызывает повышенный расход металла и увеличенный расход воздуха, заполняющего трубопроводы и выбрасываемого в атмосферу при переключении пневмоцилиндра, а

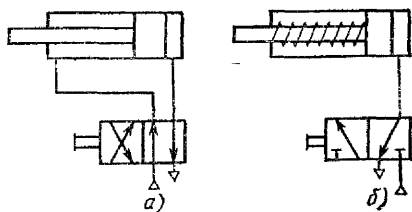


Рис. 5.30. Схема ручного управления цилиндром

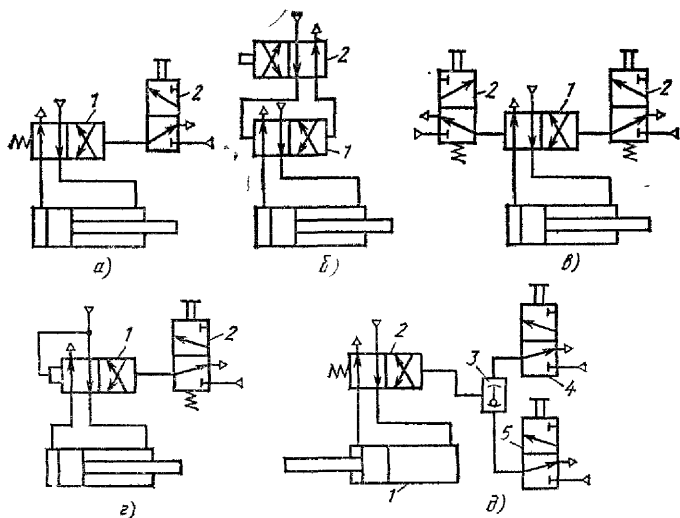


Рис. 5.31. Схема дистанционного управления цилиндром

также ведет к увеличению времени срабатывания пневмоцилиндров. Для устранения этих недостатков применяют дистанционное управление главными распределителями 1 с помощью вспомогательных распределителей 2 небольших размеров (рис. 5.31, а—с).

Иногда требуется обеспечить управление цилиндром с нескольких различных мест. Схема управления цилиндром 1 с двух различных точек приведена на рис. 5.31, д. При нажатии на толкатель распределителя 4 или 5, а также на оба одновременно, сжатый воздух через элемент 3 поступает в полость управления распределителя 2. При переключении распределителя шток цилиндра 1 перемещается вправо.

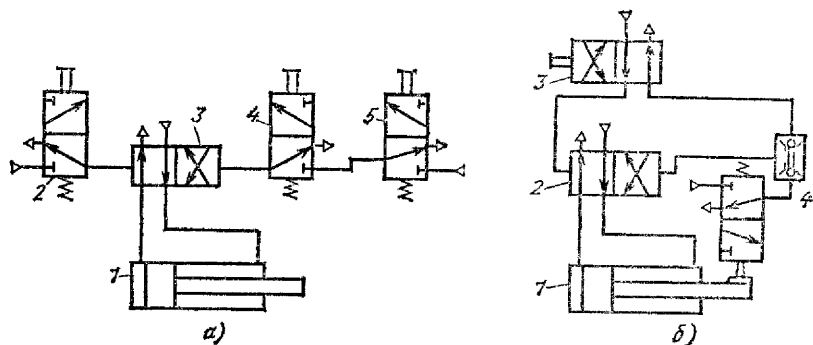


Рис. 5.32. Схема управления цилиндром с обеспечением блокировки

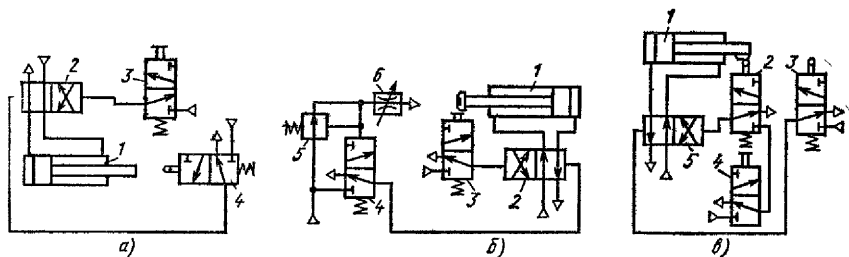


Рис. 5.33. Схема автоматического управления цилиндром

На рис. 5.32, *а* представлена схема управления цилиндром 1, применяемая на прессах. Главный распределитель 3, управляющий цилиндром, срабатывает только при одновременном нажатии на кнопки распределителей 2, 4 и 5. Распределитель 3 возвращается в исходное положение распределителем 2.

На рис. 5.32, *б* показана схема управления цилиндром 1, исключающая возможность переключения распределителя 2 от пускового распределителя 3 до того момента, пока поршень не займет крайнее левое положение, что достигается применением аппарата 4.

На рис. 5.33, *а* представлена схема, обеспечивающая полуавтоматический цикл работы цилиндра 1. При нажатии на толкатель распределителя 3 переключается главный распределитель 2, обеспечивающий подачу давления в бесштоковую полость цилиндра. Шток выдвигается и в конце хода нажимает на путь датчик 4, который, переключаясь, подает сигнал на управление распределителем 2 (поршень цилиндра возвращается в исходное положение). При повторном нажатии на толкатель распределителя 3 цикл повторяется.

На практике бывает, что путь датчик трудно или невозможно расположить в зоне действия цилиндра. Тогда в качестве датчика положения может быть использовано устройство типа «сопло-заслонка» (рис. 5.33, *б*). При кратковременном нажатии на толкатель распределителя 3 переключается распределитель 2 (поршень цилиндра перемещается влево).

В конце хода поршня уплотнение штока перекрывает сопло 6, к которому постоянно подводится сжатый воздух через редукционный клапан 5, предусмотренный для уменьшения энергетических потерь и повышения точности срабатывания устройства путем снижения давления перед соплом до 0,01 ... 0,02 МПа. После перекрытия сопла давление в линии управления распределителем 4 повышается, переключая его. Распределитель подает сигнал на возврат в исходное положение распределителя 2, а следовательно, и цилиндра 1.

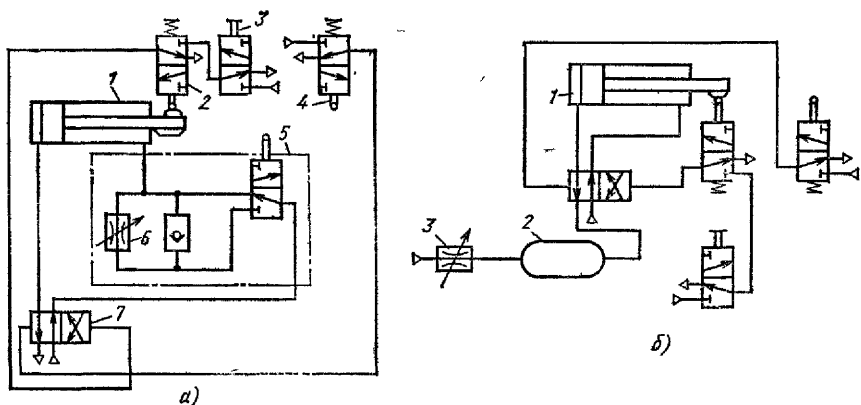


Рис. 5.34. Схема управления цилиндром с режимом торможения

На рис. 5.33, *в* представлена схема автоматического управления работой цилиндра. В схему входят: пусковой распределитель 4, датчики положения (трехходовые распределители 2 и 3), главный распределитель 5 и цилиндр 1. Переключение распределителя 5 осуществляется путем подачи давления в полость управления распределителя от путевых датчиков. Способ управления путем подачи давления на переключение главного распределителя является наиболее надежным и обеспечивает срабатывание распределителя при любых длинах управляющих трубопроводов.

На рис. 5.34, *а* показана схема с применением тормозного пневмодросселя, представляющего собой трехлинейный распределитель с дросселем и обратным клапаном. При движении вправо поршня цилиндра 1 воздух выходит из штоковой полости в атмосферу через распределители 5 и 7. В начале торможения, определяемого расположением тормозного золотника распределителя 5, последний от кулачка на штоке переключается.

Таким образом, выход воздуха в атмосферу возможен только через дроссель 6. В цилиндре создается «воздушная подушка», обеспечивающая плавную остановку поршня. Тормозной путь определяется длиной кулачка на штоке. Пуск схемы осуществляется распределителем 3, а автоматическая работа — путевыми датчиками 2 и 4.

Схема, показанная на рис. 5.34, *б*, служит для торможения цилиндра, уже смонтированного и работающего с ударами. Воздух из опораживаемой полости цилиндра 1 выходит в атмосферу через емкость 2 и дроссель 3. По мере перемещения поршня давление в емкости возрастает и тормозящее воздействие на шток увеличивается. Подбором размера емкости и регулированием дросселя можно добиться безударной остановки штока.

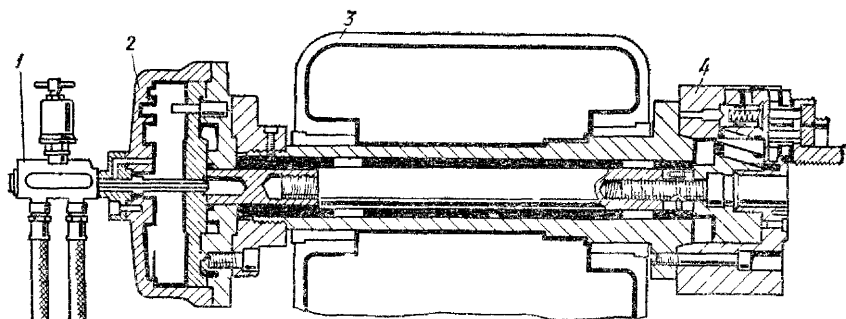


Рис 5 35 Пневмоцилиндр, используемый для зажима деталей в патронах токарного станка

1—муфта подвода сжатого воздуха, 2—пневмоцилиндр; 3—бабка токарного станка; 4—патрон

На рис. 5 35 показан пневматический вращающийся пневмоцилиндр 2 с муфтой подвода воздуха 1. Сжатый воздух, чтобы держать деталь зажатой в патроне, необходимо подавать в цилиндр, вращающийся с частотой 3000 ... 4000 об/мин. Для этого применяют муфту подвода воздуха.

Пневматические вращающиеся цилиндры имеют встроенные предохранительные устройства, позволяющие закончить обработку заготовки даже в том случае, если неожиданно оборвется питающий сжатым воздухом шланг. В состав пневмооборудования зажимного устройства обязательно входит реле давления, которое в случае падения давления сигнализирует об этом системе управления станком.

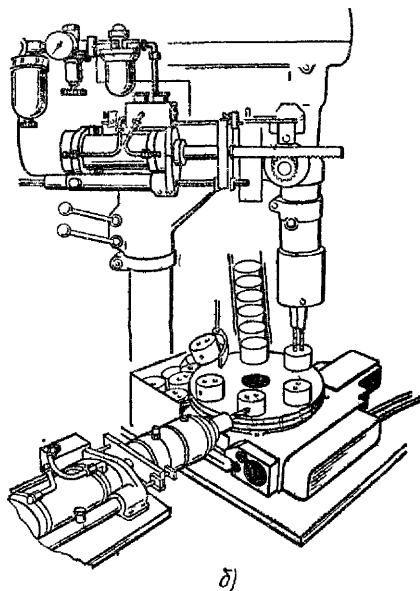
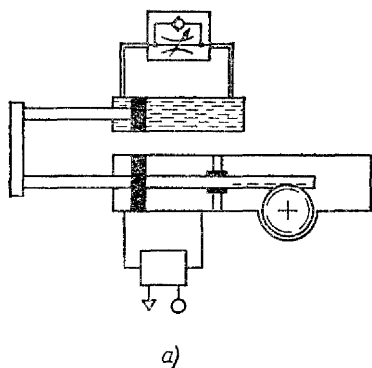


Рис 5 36 Пневмогидравлический узел подачи в сверлильном станке

§ 3. ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ

Так называемая «податливость» пневматических приводов, возникающая в результате действия переменных нагрузок при обработке заготовок, накладывает ограничения на применяемость пневматики в качестве привода рабочих органов. Избежать это можно, если использовать в качестве движущего органа пневматический цилиндр, а элемента демпфирующего и регулирующего скорость рабочего органа — гидравлический цилиндр (см рис. 528, *д ... жс*).

Гидравлический регулятор в этом случае представляет собой гидроцилиндр с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости

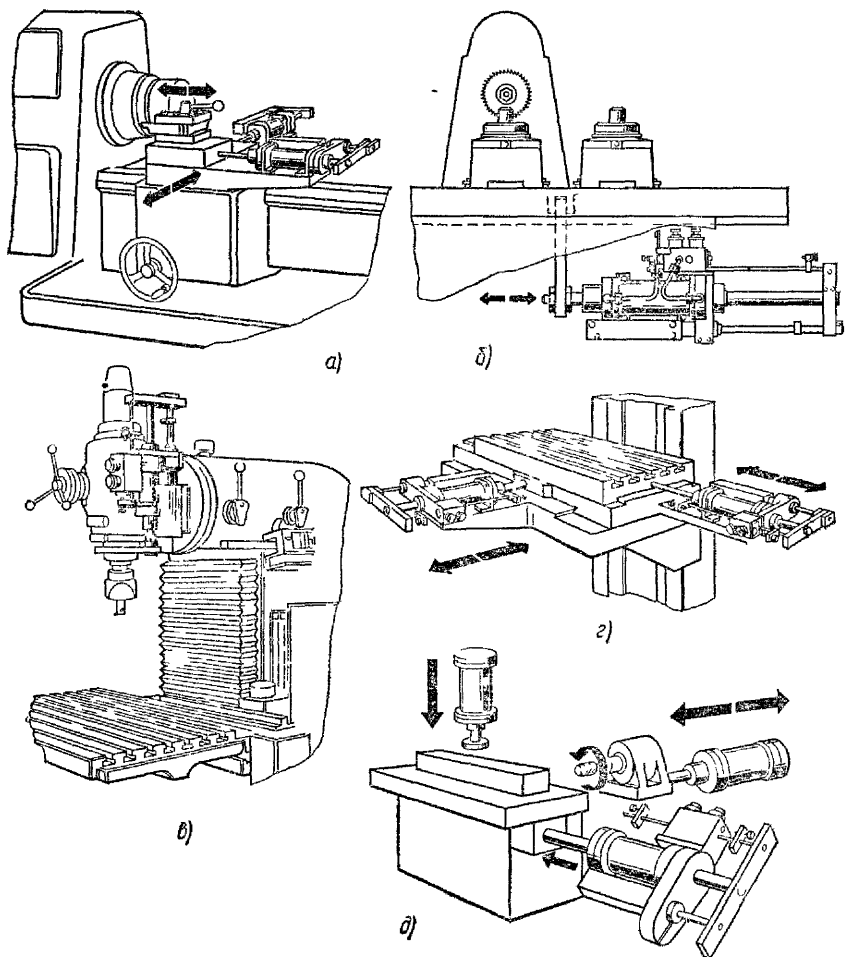


Рис 537. Применение пневмогидравлического узла подачи на токарном (а), фрезерном (б—в) и агрегатном станках (г)

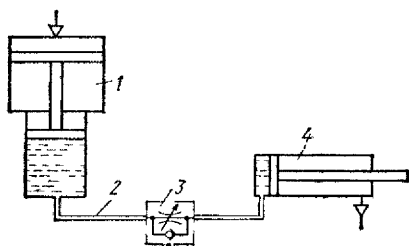


Рис 5.38. Пневмогидравлический преобразователь давления

На рис. 5.36, *а* показана схема пневмогидравлического двигателя с поршневым реечно-шестеренным поворотным механизмом. Этот узел, установленный на пиноль сверлильного станка (рис. 5.36, *б*), позволяет автоматизировать рабочий цикл этого станка.

На рис. 5.37 пневмогидравлический узел, установленный в качестве привода рабочих органов токарных и фрезерных станков, автоматизирует цикл обработки и превращает универсальные металлорежущие станки в полуавтоматы.

Для зажима заготовок или инструмента требуются большие усилия, что может привести к значительным размерам зажимающих пневматических цилиндров (рабочее давление в сети сжатого воздуха, как правило, не превышает 0,63 МПа).

В таких случаях применяют преобразователи давления. На рис. 5.38 показана схема пневмогидравлического преобразователя (мультипликатора давления). Устройство состоит из преобразователя давления 1 и рабочего зажимного пневмогидравлического цилиндра 4, соединенных между собой трубопроводом 2 с дросселем с обратным клапаном 3. Сжатый воздух давлением действует на площадь поршня пневматического цилиндра, шток которого является общим и для гидравлического цилиндра.

Сила, образующаяся в результате действия сжатого воздуха в пневмоцилиндре, через шток передается на поршень гидроцилиндра и равномерно распределяется, оказывая давление на жидкость. Так как площадь поршня пневмоцилиндра выбирают больше площади поршня гидроцилиндра, давление в гидравлической части будет больше, чем в пневматической и, следовательно,

$$p_r = A_n p_n / A_r, \quad (5.68)$$

где p_r , p_n — давление в гидравлической и пневматической части мультипликатора; A_n , A_r — площади поршней пневмоцилиндра и гидроцилиндра.

Повышенное давление в гидравлической части мультипликатора через масло передается в гидравлическую полость пневмогидравлического зажимного цилиндра. Возврат подвижных частей преобразователя осуществляется путем подачи сжатого воздуха в пневматическую полость пневмогидравлического зажимного цилиндра.

4. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В ПРОМЫШЛЕННЫХ РОБОТАХ

В робототехнике пневматические приводы находят применение со скоростями рабочих органов до 1,5 м/с (грузоподъемность этих манипуляторов не превышает 10 кг).

На рис. 5.39 показан гидравлический амортизатор, предназначенный для гашения кинетической энергии в конце хода ротора поворотного пластинчатого пневмодвигателя. По мере нажима на толкатель 1 рабочая жидкость (минеральное масло) из-под торцевой части толкателя перетекает в полость 3 аккумулятора. Цилиндрическая часть 6 толкателя входит в коническое отверстие 5, увеличивая при этом, по мере своего перемещения, сопротивление для перетока жидкости. Дроссель 2 служит для предварительной настройки уровня замедления движения рабочего органа 7. При снятии усилия, развиваемого рабочим органом, жидкость из аккумулятора под действием пружины, отодвинув обратный клапан 4, возвращается в полость под торец толкателя.

Конструкция гидравлических амортизаторов для двустороннего торможения линейных пневмодвигателей отличается от описанной тем, что оси толкателей развернуты и располагаются параллельно.

В роботах используют пневмооборудование универсального исполнения такое же, какое применяют при автоматизации производственных процессов. Лишь в случаях, когда пневмоцилиндр является несущим элементом и его расположение отличается от вертикального, т. е. когда имеется боковая нагрузка на шток, применяют пневмоцилиндры с удлиненными направляющими штока втулками. Удлинение втулки необходимо, чтобы исключить защемление штока при боковых нагрузках.

На рис. 5.40 показан порталый робот М20Ц, предназначенный для выполнения загрузки-разгрузки металлорежущих станков и другого оборудования. Грузоподъемность робота составляет 10 кг на каждую руку. Робот состоит из монорельса 5, укрепленного на колоннах 6 и 10, по которому движется каретка 9. Каретка перемещается электродвигателем 4.

На каретке на качающейся на 27° плите 3 установлены две руки 7 и 8. На руках закреплены захваты 2 (схваты), которые имеют возможность поворота вокруг собственных осей в горизонтальном и вертикальном направлениях. Робот управляется от цикловой электронной системы управления 1. Механизмы робота, кроме механизма перемещения

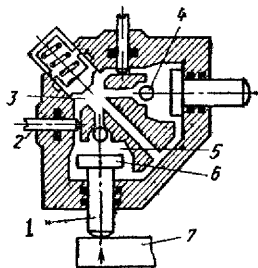


Рис. 5.39. Гидравлический амортизатор

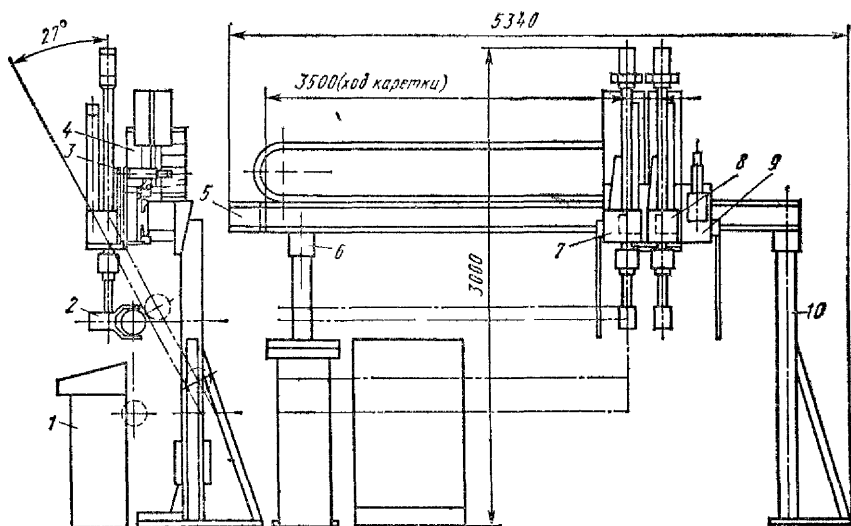


Рис. 5.40 Портальный робот М20Ц

каретки по монорельсу, перемещаются с помощью пневматических цилиндров.

На рис. 5.41 показана часть пневматической системы управления роботом М20Ц. Питание пневматической системы осуществляется через блок 1 подготовки воздуха, содержащий фильтр-влагодетелитель, регулятор давления, маслораспылитель и реле давления 19. Реле давления сигнализирует в систему управления роботом о снижении рабочего давления ниже установленной величины. Блокирующий пневмораспределитель 18 по команде от электронной системы управления при окончании работы или в аварийной ситуации перекрывает проход сжатого воздуха из сети в пневмосистему робота и одновременно сообщает пневмосистему с атмосферой.

При аварийном состоянии или отключении сжатого воздуха самопроизвольное опускание подвижных частей 13 рабочей руки блокируется пружиной с защелкой 12. В начале работы защелка отводится в сторону пневмоцилиндром, управляемым от трехлинейного распределителя 11.

Подъем и опускание руки производятся пневмоцилиндром 9. Нижняя (штоковая) полость пневмоцилиндра во время работы постоянно находится под давлением сжатого воздуха. Это обеспечивает «стремление» руки робота поднять заготовку, если верхняя (поршневая) полость цилиндра сообщается с атмосферой. Опускание заготовки возможно, когда верхняя полость цилиндра окажется под давлением сжатого воздуха.

Разница в активных площадях поршневой и штоковой полостей обеспечивает примерное равенство скорости подъема и

опускания руки. Настройка скоростей подъема и опускания осуществляется от дросселей 7 и 8 с обратным клапаном. Реверс цилиндра 9, шток которого траверсой 15 связан с подвижной частью руки 13, осуществляется от пневмораспределителя 5.

При работе робота с деталями типа фланец, укладываемыми в стопки, необходимо снижение скорости руки перед касанием стопки. Это осуществляется за счет переключения пневмораспределителя 3, обеспечивая при этом вытеснение воздуха из штоковой полости через дополнительный дроссель 4.

Изменение высоты стопки деталей контролируется электрическим датчиком 16, закрепленного на захвате 17. Сигнал от датчика через систему управления и пневмораспределитель 6 переключает двухступенчатый регулятор давления 2 на меньшую ступень скорости. Сила давления захвата на стопку деталей снижается до требуемой величины. В крайних положениях руки для смягчения ударов предусмотрены гидравлические амортизаторы 10 и 14, принцип действия которых аналогичен гидроамортизатору, изображенному на рис. 5.39.

Широкие возможности в робототехнике открывает унификация узлов роботов, построенная по модульному принципу. Модуль — это компактный блок, включающий в себя пневмодвигатель, электропневмораспределитель, тормозные устройства, расположенные в крышках пневмодвигателей (пневмоцилиндров), бесконтактные конечные выключатели (индуктивные или пневматические) и элементы коммутации для связи с другими модулями и системой управления.

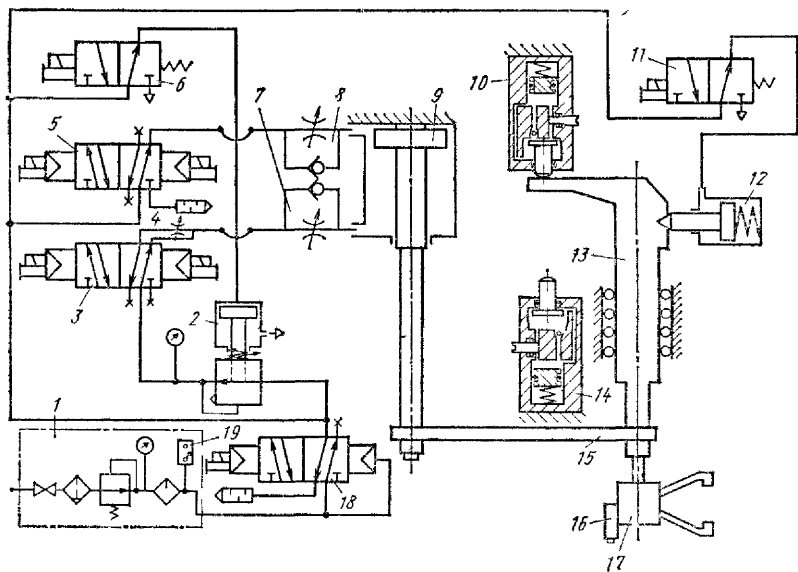


Рис. 5.41. Пневматическая система робота М20С

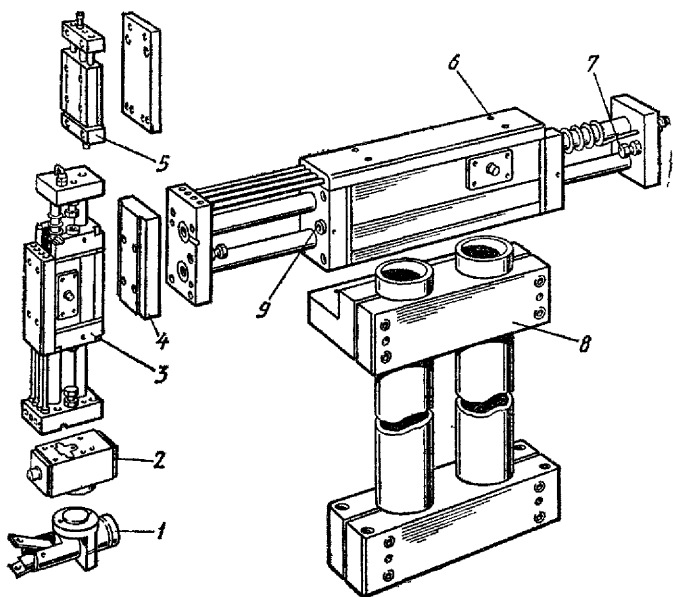


Рис. 5.42. Робот модульного построения

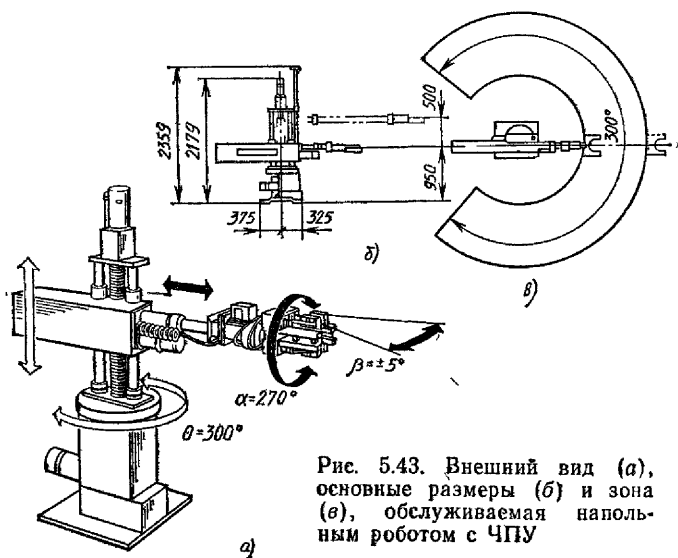


Рис. 5.43. Внешний вид (а), основные размеры (б) и зона (в), обслуживаемая напольным роботом с ЧПУ

На рис. 5.42 показан робот, построенный по модульному принципу. Робот состоит из горизонтального 6 и вертикального 3 модулей линейного перемещения, модуля сдвига 5, модуля поворотного движения 2, схвата 1 и монтажного кронштейна 8. В модули линейного перемещения вмонтированы пневматические линии связи телескопического типа (трубка в трубке).

Использование связей такого типа позволяет обеспечить компактность узлов и робота в целом. На торцовых поверхностях линейных модулей расположены конечные выключатели 9 и регулируемые упоры 7, которыми обеспечивают остановку подвижных узлов робота с точностью 0,05 мм. Модуль сдвига построен на базе короткоходового линейного пневмодвигателя и служит для задвигания заготовки в патрон и извлечения из патрона после ее обработки. Робот управляется от цикловой электронной системы программного управления, присоединяемой к роботу посредством штекерного разъема. Узлы робота монтируют через унифицированные присоединительные плитки 4 на кронштейне 8.

Кроме загрузочно-разгрузочных операций роботы используются также для сборочных работ. Применение пневматических приводов позволяет эффективно решать задачи программного управления роботами. При управлении роботами от систем ЧПУ используют сочетание пневматических и электрических приводов. На рис. 5.43 показан робот с ЧПУ, сочетающий пневматический привод для зажима (ось β) деталей, поворота (ось α), схвата, балансировки веса подвижных частей робота в вертикальном направлении и с электрическими приводами по остальным осям.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

§ 1. МОНТАЖ И ОБСЛУЖИВАНИЕ ГИДРОСИСТЕМ

Подготовка гидравлической системы к запуску начинается с монтажа ее элементов на станке, т. е. во время сборки станка. В гидродвигателях, распределителях и насосах зазоры между подвижными деталями равны 5 ... 30 мкм, поэтому при монтаже этих узлов нельзя допускать ударов по корпусу и др. Затяжку крепежных винтов проводят поочередно и равномерно, контролируя во время затяжки легкость вращения вала, перемещения штока, плунжера или золотника.

Если обнаружится, что для обеспечения легкости перемещения этих элементов приходится по-разному затягивать крепежные винты, необходимо приостановить монтаж, проверить отклонения от плоскостности присоединительных плоскостей аппаратов и панелей, исправить обнаруженные дефекты и производить окончательную установку узла только в том случае, если после полной затяжки крепежных винтов обеспечена легкость перемещений подвижных элементов и отсутствуют заедания во время их перемещения.

Наибольшее распространение получила гидроаппаратура со стыковым присоединением. На присоединительных плоскостях таких аппаратов выполнены цековки для размещения уплотнительных резиновых колец круглого сечения.

Гидравлические блоки (гидропанели) после установки аппаратов целесообразно испытать отдельно. Их нужно проверить на герметичность и функционирование, что позволит заранее обнаружить скрытые дефекты изготовления аппаратов и плит, на которых они монтируются. Трубопроводы монтируют частично одновременно с установкой узлов, а большей частью после закрепления всех узлов.

Гибку металлических труб нужно проводить в приспособлениях, не допуская появления дефектов. Особое внимание следует обращать на качество изготовления соединений трубопроводов. Перед установкой деталей арматуры на трубу или в резьбовые каналы плит и аппаратов детали следует внимательно осматривать, убеждаться в отсутствии царапин и рисок на рабочих поверхностях, дефектов на витках резьб и др.

Если эти дефекты не будут заранее обнаружены, они про-

явятся впоследствии при монтаже или работе. При этом дефект устранить будет сложнее, поскольку детали будут уже соединены с трубой развальцовкой, сваркой или с помощью кольца, а трубе уже придана окончательная форма, для устранения дефекта придется заново изготавливать трубу с соединениями и проводить ее подгонку в неудобных условиях либо делать частичную разборку основных узлов.

При установке гибких рукавов высокого давления нужно следить за правильностью выбранной схемы присоединения, исходя из фактических перемещений концов рукава. Нарушение рекомендаций приведет к преждевременному выходу рукава из строя. При затяжке соединений нужно следить за тем, чтобы рукав не скручивался вокруг собственной оси. Если допустить скручивание при затяжке, то во время работы рукав будет стремиться к раскручиванию и это может привести к нарушению герметичности. После окончания подгоночных работ трубопроводы разбирают и подвергают очистке. Металлические трубы подвергают травлению с последующей промывкой и сушкой или очистке с помощью ультразвука, а гибкие рукава продувают чистым и сухим сжатым воздухом. После очистки трубопроводы окончательно монтируют на станке.

Следующий этап работ — подготовка к первому запуску. Наиболее ответственным моментом здесь является заливка масла в гидробак, которой должен предшествовать контроль чистоты внутренних полостей бака и заливного фильтра. Необходимо также удостовериться, что предполагаемое для заливки масло соответствует требованиям гидросистемы. Требуемое качество масла должно быть подтверждено сертификатом. Заливку масла наиболее правильно проводить с помощью передвижной установки, оборудованной полнопоточными фильтрами с номинальной тонкостью фильтрации не грубее номинальной тонкости фильтрации фильтра тонкой очистки гидросистемы (в гидросистемах станков 10 или 25 мкм).

Если такой установки нет, то заливать масло с помощью воронки нужно через заливной фильтр. Предохранительный клапан системы или регулятор давления на насосе нужно отрегулировать на минимальное давление. Убедившись, что вал насоса проворачивается в пределах одного оборота свободно, без заеданий, можно включить электродвигатель привода насоса и убедиться в правильности направления вращения.

Для большинства насосов вращение должно быть направлено по часовой стрелке со стороны вала насоса или, что то же самое, со стороны вентилятора электродвигателей. Направление вращения указывается в руководстве по эксплуатации насоса и стрелкой на корпусе насоса. Убедившись в правильности направления вращения вала, можно включить насос на более продолжительное время и начать осмотр гидросистемы, сохраняя возможность немедленного выключения насоса.

По манометру нужно убедиться в наличии давления в напорной гидролинии, а затем последовательно осмотреть соединения трубопроводов, основные узлы и механизмы. При обнаружении утечек следует выключить насос и устранить дефект. При этом нужно быть осторожным, потому что хотя РО перед включением гидропривода ставят в крайние положения хода, гидрораспределители переключают в положение движения узла на упор или в нейтральное положение, а дроссели регулирования скорости движения перекрывают, все же остается вероятность непредусмотренного движения РО. Устранив утечки, можно постепенно повышать давление и включать поочередно РО, выпускать воздух в местах его скопления в гидродвигателях или через соединения труб.

Установив пониженное давление, можно произвести промывку гидросистемы, для чего насос включают примерно на 2 ч, затем проверяют уровень масла, состояние фильтров и при необходимости доливают масло, заменяют или очищают фильтры. После окончания этих работ можно провести настройку и проверку элементов системы: установить рабочее давление, переключая вручную гидрораспределители, отрегулировать скорости движения РО, проверить возможность их перемещения, проверить тепловой режим работы гидросистемы и расход через дренажную линию, опробовать работу распределителей с электроуправлением, настроить и проверить работу реле давления.

В начале работы гидропривода происходят приработка деталей, отделение частиц, не удаленных при промывке и т. п. Поэтому загрязнение фильтроэлементов может происходить достаточно интенсивно. Через 20 ... 25 ч работы гидросистемы следует проверить состояние фильтров и при необходимости их заменить. При нормальной работе гидросистемы следующий осмотр можно сделать примерно через 100 ч.

При эксплуатации гидросистемы необходимо регулярно контролировать уровень масла в баке, давление в ее разных точках, к которым предусмотрена возможность подключения манометра через его распределитель, следить за появлением утечек и своевременно их устранять, проверять работу реле давления и гидроаккумуляторов.

§ 2. ТИПОВЫЕ НЕИСПРАВНОСТИ ПРИ РАБОТЕ ГИДРОПРИВОДОВ И СПОСОБЫ ИХ УСТРАНЕНИЯ

Элементы гидравлических приводов изготавливают из высококачественных материалов с высокой точностью, и они работают в условиях обильного смазывания рабочей жидкостью. При нормальных условиях эксплуатации, своевременном обслуживании и требуемом качестве очистки рабочей жидкости гидросистемы работают надежно. Нарушения в работе гидроприво-

дов происходят из-за дефектов изготовления комплектующих гидроузлов, которые проявляются не сразу, а также из-за попадания в гидроаппаратуру загрязнений, которые не удалось удалить при промывке. Выделим типовые неисправности.

Понижение рабочего давления проявляется в том, что один из гидродвигателей останавливается под нагрузкой или даже во время холостых перемещений РО. Если в гидросистеме имеется реле давления, то появляется сигнал о пониженном давлении. Причиной понижения давления может быть ненормальная работа насоса, гидроаппаратуры регулирования давления и распределительной аппаратуры.

Наиболее сложным моментом при устранении неисправности в гидроприводе является ее локализация, т. е. определение и ограничение участка гидросистемы с неисправно работающим элементом, а затем уже более подробный анализ причин неисправности и принятие решения по ее устранению. Понижение давления в каком-либо приводе означает, что уменьшился поток масла в напорной гидролинии, или уменьшилось сопротивление на пути этого потока в сливную линию, или появилось повышенное сопротивление на его пути к гидродвигателю.

Начинать поиск неисправности целесообразно с проверки давлений во всех участках гидросистемы, к которым можно подключить манометр, переключая его распределитель. По показаниям манометра можно сразу же иметь точные сведения о давлении в напорной гидролинии. Если окажется, что давление в напорной гидролинии и других участках нормальное, то наиболее вероятной причиной неисправности являются нарушения в той части системы, которая относится только к данному гидроприводе и можно последовательно проверить работу его гидрораспределителя и аппаратов регулирования усилия (клапанов) или скорости (регуляторов потока, дросселей), а затем и исправность самого привода.

Если давление в напорной гидролинии окажется пониженным, это означает, что остановившийся привод или отключившееся реле давления — это только косвенные проявления неисправности общего характера. В этом случае наиболее частой причиной неисправности является нарушение в работе предохранительного (переливного) клапана или регулятора давления в насосе вследствие попадания загрязнений. Поэтому можно, подключив манометр к напорной линии, повернуть регулировочный элемент клапана или регулятора давления в сторону уменьшения давления.

Начиная с какого-то положения регулировочного винта давление в напорной линии должно еще более снизиться, что говорит о том, что масло начало сливаться через клапан или уменьшилось давление регулятора насоса. При регулировании клапана целесообразно полностью снять давление масла и дать возможность клапану очиститься. После этого следует вращать

регулирующий элемент в сторону повышения давления и следить за показаниями манометра. Если давление плавно повышается до требуемой величины, то причиной этого можно считать засорение регулятора, которое устранено. Если же давление остановится на пониженном уровне и при дальнейшем вращении регулирующего элемента не повышается, то не следует производить затяжку этого элемента сверх того положения, в котором он находился до разрегулировки.

Если в качестве переливного клапана в насосе используют аппараты прямого действия, то проведенную проверку можно считать достаточной для вывода об исправности этого элемента. В случае применения клапанов непрямого действия ограничением для повышения давления может стать грязь, попавшая на седло управляющего клапана, или засорение демпфирующего канала.

В таких случаях целесообразно разобрать и промыть клапан, прочистить демпфирующий канал, собрать и еще раз попытаться регулировкой клапана повысить давление в системе. Если давление останавливается на том же пониженном уровне, то можно считать проверку клапана законченной. При этом остается последняя проверка — убедиться в отсутствии слива через клапан. Эта проверка может оказаться достаточно простой, если из клапана имеется отдельный слив, и совсем не простой, если слив из клапана объединен сверленными каналами в панели или блоке со сливом из других аппаратов.

Проведенная проверка дает основание считать, что регуляторы давления не являются причиной пониженного уровня давления, и предположить, что либо насос работает ненормально и не создает требуемый поток масла, либо появились повышенные перетечки из напорной гидролинии в сливную.

Целесообразно проверить уровень масла в баке и отсутствие пены. Если уровень масла опустился ниже отметки маслоуказателя, нужно долить масло в бак. Если уровень масла нормальный, но в масле видны пузырьки нерастворенного воздуха или на поверхности масла образуется пена, то это говорит о попадании воздуха во всасывающую или сливную трубу.

Во всасывающей трубе насоса давление ниже атмосферного, поэтому воздух может легко попасть в эту трубу, если нарушена герметичность ее соединения с насосом, что нужно проверить и при необходимости подтянуть. В сливном трубопроводе могут возникать условия, при которых давление понижается ниже атмосферного и возможен подсос воздуха, поэтому нужно осмотреть также и сливные трубы, и их соединения. Воздух может захватываться и увлекаться в масло завихрениями на свободной поверхности масла в баке. Эти завихрения могут возникать в случае интенсивного слива или в случае, если вытекающий из сливной трубы поток «пробивается» сквозь толщу масла, отра-

жаясь от стенок бака или других погруженных в масло труб, фильтров и т. п.

При обнаружении завихрений нужно проверить крепление сливных труб, наличие на их концах скосов под углом 45° и их достаточное погружение. При нормальном погружении нижний конец сливной трубы должен располагаться на расстоянии 2 ... 2,5 диаметра трубы от дна бака. В гидросистемах с несколькими насосами понижение давления в напорной линии может быть связано с нарушением герметичности обратного клапана между напорной линией системы и нагнетательной линией одного из насосов.

Опасным симптомом при работе гидропривода является изменение цвета масла. Появление «забеленного» цвета обычно свидетельствует о попадании в масло воды или СОЖ. Вода может попасть при доливе свежей порции масла из тары, в которой вода отстоялась и находилась у дна. Вода может попасть и из водяного теплообменника при нарушении его герметичности. Если вода попала в масло, но эта смесь еще не была под давлением, то можно дать воде отстояться в баке, а затем выпустить ее. Если же масло с водой прогонялось насосом под давлением и масло приобрело белесый мутный вид, то нужно слить масло из гидросистемы, проверить герметичность водяного теплообменника, установить и устранить причину попадания в масло СОЖ.

После этого можно залить масло немного выше нижнего конца всасывающей трубы, включить насос, проделать несколько циклов движения гидропривода. Затем опять слить отработавшее масло, залить свежее масло сначала до половины уровня бака, включить насос и работать в течение 20 ... 30 мин, и, убедившись, что масло не меняет свой цвет, долить свежее масло до верхней отметки маслоуказателя.

Если не провести своевременную смену масла, в которое попала вода, то коррозия и повышенный износ деталей гидроузлов могут достаточно быстро вывести из строя насосы, гидромоторы, дросселирующие распределители и др. Если цвет масла явно не свидетельствует о наличии воды в достаточно больших количествах, но уже видны тенденции к помутнению, нужно при первой же возможности провести анализ пробы масла в лаборатории на содержание воды.

При чрезмерном повышении температуры масла нужно проверить работу теплообменников: наличие потока воды в водяном и нормальную работу вентилятора в воздушном теплообменниках, очистить воздушно-масляный радиатор от пыли. Если это не даст результата, нужно искать причину повышенного выделения теплоты в гидросистеме. При эксплуатации гидросистемы нужно помнить, что плановый ее осмотр требует меньше времени и средств, чем ремонт из-за того, что возможные неисправности не были своевременно предупреждены.

Перед монтажом элементы пневмопривода должны быть расконсервированы. При расконсервации изделий необходимо снять чехол, парафинированную бумагу и т. д. Консервационный слой снимается с помощью чистых салфеток. Монтажные работы выполняют в соответствии с рабочими чертежами, техническими условиями и монтажно-эксплуатационными инструкциями заводов-изготовителей, а также в соответствии с действующими правилами техники безопасности, охраны труда и противопожарной безопасности.

Пневмоцилиндры должны быть смонтированы так, чтобы они были доступными для обслуживания и демонтажа, а боковые нагрузки на шток были минимальными. При монтаже необходимо обеспечить соосность штока цилиндра с направляющими поступательно движущихся узлов машин (отклонение от параллельности допускается не более 0,05 мм на длине 1000 мм).

Пневмоаппаратура, как правило, может монтироваться в любом положении, за исключением случаев, которые оговариваются в руководстве по монтажу и эксплуатации. Так, крановый пневмораспределитель с ручным управлением при монтаже на вертикальной или наклонной плоскостях устанавливают так, чтобы исключить самопроизвольное переключение под действием веса рукоятки. Места установки пневмораспределителей предусматриваются при проектировании, однако необходимо стремиться максимально сократить расстояние между ними и исполнительными механизмами.

На участках подводящих воздухопроводов устанавливают запорные устройства, позволяющие отключить подачу воздуха в пневмопривод при осмотре или ремонте. При монтаже пневмоклапанов давления, фильтров-влагоотделителей, маслораспылителей, обратных клапанов и т. д. нужно следить за тем, чтобы направление движения воздуха совпало со стрелкой на корпусе аппарата.

Фильтр-влагоотделитель располагают в месте, удобном для ручного выпуска конденсата, а также снятия металлокерамического фильтрующего элемента для замены или промывки в случае засорения. Маслораспылитель монтируют в вертикальном положении, как можно ближе к объектам смазки, в месте, легко доступном для визуального контроля за подачей масла в систему и уровнем масла в прозрачном резервуаре. Редукционный пневмоклапан должен располагаться так, чтобы обеспечивался доступ к регулировочной рукоятке при возможности одновременного наблюдения за манометром, показывающим давление.

Перед монтажом трубы должны подвергаться наружному осмотру. Вмятины (глубиной более 0,5 мм) и овальность (свыше 10 % диаметра) не допускаются. Трубы должны быть очищены

снаружи и изнутри от грязи, протравлены, хорошо промыты и высушены.

В пневматических системах обычно применяют трубы стальные бесшовные, холоднотянутые и холоднокатаные, а также стальные водогазопроводные для рабочих давлений до 1 МПа. Предпочтительно применение оцинкованных труб, как более стойких к коррозии.

Обычно рекомендуется использовать трубы из меди, латуни, сплавов алюминия, а также полиэтилена и поливинилхлорида. Трубы из красной меди перед монтажом должны быть отожжены путем нагревания до вишневого цвета с последующим резким охлаждением в воде. После отжига трубы выпрямляют растягиванием за концы. Гибка труб может выполняться в холодном и горячем состоянии. Минимальный радиус внутреннего изгиба для труб: стальных при изгибании в холодном состоянии — не менее четырех наружных диаметров, а при изгибании в горячем состоянии — не менее трех наружных диаметров; медных при изгибании в холодном состоянии — не менее двух наружных диаметров; отожженных из алюминия и алюминиевых сплавов при изгибании в холодном состоянии — не менее шести наружных диаметров.

Гибка труб с диаметром до $D_y = 25$ мм выполняется на ручных трубогибах, а свыше — на трубогибочных станках. При гибке труб необходимо следить, чтобы овальность в месте сгиба не превышала 10 %. Пластмассовые трубопроводы должны располагаться на расстоянии не менее 100 мм от поверхности с температурой выше 60 °С.

Перед сдачей в эксплуатацию трубопроводы испытывают на прочность. Прежде чем приступить к испытаниям трубопровода, необходимо его еще раз внимательно осмотреть, чтобы установить надежность крепления и качество сборки разъемных соединений и шлангов. Трубопровод предварительно продувается сжатым воздухом для очистки от пыли и грязи. Испытание трубопроводов осуществляется давлением в 1,25 раза выше рабочего. Давление повышается постепенно. Одновременно проверяется герметичность труб и соединений.

После завершения монтажа пневмосистемы и установки пневматических устройств приступают к пуску и наладке системы управления: установка рабочего давления с помощью редукционного пневмоклапана; настройка рабочего диапазона реле давления, реле времени предохранительных клапанов; установка регуляторов скорости на минимальную скорость перемещения РО; проверка функционирования распределительных устройств в ручном режиме; регулировка конечных положений рабочих механизмов; настройка регуляторов скорости на рабочие режимы; настройка тормозных устройств; настройка режимов подачи смазочного материала в пневмосистему; проверка автоматического цикла.

§ 4. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ ПНЕВМОСИСТЕМ

Независимо от особенностей той или иной системы при эксплуатации обязательно проводятся:

1. Проверка правильности работы станка по заданному циклу при номинальных нагрузках, включающая проверки: скорости рабочих органов; давления в магистрали; ходов РО; времени цикла; работы сигнальных устройств; количество подаваемого смазочного материала.

2. Проверка герметичности соединений трубопроводов и уплотнительных устройств (контроль осуществляется визуально).

3. Проверка очистных устройств сводится к периодическому контролю и осмотру, восстановлению или смене фильтрующих элементов.

По мере поступления конденсата в резервуар влагоотделителя требуется его сливать. Если во влагоотделителе установлен автоматический конденсатоотводчик, то нужно следить за его работой. При работе поры фильтрующих элементов забиваются частицами грязи, сопротивление проходу воздуха возрастает и появляется необходимость в смене элемента или его промывке. Обычно промывке подвергают металлокерамические, керамические и сетчатые фильтрующие элементы. Восстановление фильтров осуществляется пропусканием сжатого воздуха или какого-либо растворителя в направлении, противоположном рабочему потоку.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. М.: Машиностроение, 1972. 320 с.

2. Брон Л. С., Тартаковский Ж. Э. Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий. М.: Машиностроение, 1974. 325 с.

3. Вукалович М. П., Новиков И. И. Техническая термодинамика. М.: Госэнергоиздат, 1962. 304 с.

4. Лещенко В. А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. М.: Машиностроение, 1975 г. 285 с.

5. Пневматические устройства и системы в машиностроении./Герц Е. В., Кудрявцев А. И., Ложкин О. В. и др. М.: Машиностроение, 1981. 408 с.

6. Рабинович Е. В. Гидравлика. М.: Недра, 1980. 295 с.

7. Свешников В. К., Усов А. А. Станочные гидроприводы //Справочник. М.: Машиностроение, 1982. 462 с.

Введение	3
РАЗДЕЛ I. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ЗАКОНЫ ГИДРАВЛИКИ	6
Глава I. Основные понятия	6
§ 1 Давление и приборы для его измерения	7
§ 2. Основное уравнение гидростатики	8
§ 3. Гидростатические машины	12
Глава II. Свойства рабочих жидкостей гидроприводов	14
§ 1. Требования к рабочим жидкостям	14
§ 2. Физические свойства рабочих жидкостей	15
Глава III. Основные понятия гидродинамики	18
§ 1. Движение жидкости по трубопроводам и основные ха- рактеристики потока	18
§ 2. Уравнение неразрывности потока и уравнение Бернулли	20
§ 3. Потери давления по длине трубопровода	23
РАЗДЕЛ 2. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРОПРИ- ВОДА	25
Глава I. Состав и основные понятия гидропривода	25
§ 1. Назначение гидропривода	25
§ 2. Классификация гидроприводов	27
Глава II. Гидравлические двигатели	28
§ 1. Гидроцилиндры. Определение усилия на штоке и скоро- сти его перемещения	28
§ 2. Поворотные гидродвигатели	36
§ 3. Гидромоторы	38
Глава III. Направляющая и регулирующая гидравлическая аппара- тура	41
§ 1. Направляющая гидроаппаратура	41
§ 2. Аппаратура для регулирования и контроля давления	49
§ 3. Аппаратура для регулирования расхода рабочей жидко- сти	55
§ 4. Дросселирующие распределители	60
§ 5. Технические характеристики и способы монтажа гидрав- лических аппаратов	61

Глава IV. Насосы гидроприводов	64
§ 1. Основные определения и классификации насосов	64
§ 2. Конструкции объемных насосов	65
РАЗДЕЛ 3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩИХ СТАНКОВ	72
Глава I. Способы регулирования скорости движения рабочих органов	72
§ 1. Дроссельное регулирование	72
§ 2. Объемное и объемно-дроссельное регулирование скорости	78
Глава II. Гидравлические приводы подач	81
§ 1. Гидравлические приводы шлифовальных станков	81
§ 2. Гидравлические приводы подач при переменных нагрузках	90
Глава III. Гидравлические приводы главного движения	96
§ 1. Гидравлические приводы поперечно-строгальных и долбежных станков	97
§ 2. Гидроприводы протяжных станков	105
Глава IV. Гидравлические приводы вспомогательных устройств станков	108
§ 1. Гидроприводы зажимных устройств	108
§ 2. Гидроприводы устройств автоматической смены инструментов (АСИ)	112
§ 3. Гидравлические приводы уравнивания узлов в станках	118
Глава V. Следящие приводы	120
§ 1. Основные понятия следящего гидропривода. Гидравлические приводы копировальных станков	120
§ 2. Электрогидравлические приводы (ЭГП)	129
РАЗДЕЛ 4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОПРИВОДОВ	141
§ 1. Этапы проектирования гидропривода	141
§ 2. Расчет гидроприводов	143
§ 3. Уплотнение подвижных и неподвижных соединений	155
§ 4. Трубопроводы и арматура гидросистем	160
§ 5. Кондиционеры рабочей жидкости. Фильтры. Теплообменники	164
§ 6. Гидравлические аккумуляторы	171
§ 7. Насосные установки и гидростанции	177
РАЗДЕЛ 5. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ПНЕВМОПРИВОДЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ СТАНКОВ	183
Глава I. Основные положения технической термодинамики	183
§ 1. Основные понятия термодинамики	183
§ 2. Первый закон термодинамики	184
§ 3. Теплоемкость	187
§ 4. Идеальный газ и его законы	188

§ 5. Теплотехнический расчет типовых процессов термодинамики	190
§ 6. Второй закон термодинамики	193
Глава II. Получение сжатого воздуха	196
§ 1. Теоретический процесс поршневого компрессора	196
§ 2. Конструкция и эксплуатация компрессоров	198
§ 3. Воздухосборники	200
Глава III. Воздухопроводы и подготовка сжатого воздуха для использования в пневмоприводах	200
§ 1. Воздухопроводы	200
§ 2. Арматура воздухопроводов	203
§ 3. Очистка сжатого воздуха	204
§ 4. Смазывание пневматических устройств	206
§ 5. Регулирование давления	208
Глава IV. Основные понятия о пневматических устройствах и пневмоприводах	209
§ 1. Назначение пневмопривода и его структурный состав	209
§ 2. Основные параметры пневматических устройств	210
Глава V. Элементы пневматических приводов	212
§ 1. Пневмодвигатели	212
§ 2. Направляющая пневмоаппаратура	217
§ 3. Регулирующая пневмоаппаратура	226
Глава VI. Расчет основных параметров пневматических приводов	230
§ 1. Расчет параметров пневматических двигателей	230
§ 2. Типовые схемы пневматических приводов	232
§ 3. Пневмогидравлические приводы	237
§ 4. Пневматические приводы, применяемые в промышленных работах	239
РАЗДЕЛ 6. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПРИВодОВ	244
§ 1. Монтаж и обслуживание гидросистем	244
§ 2. Типовые неисправности при работе гидроприводов и способы их устранения	246
§ 3. Монтаж и наладка пневмосистем	250
§ 4. Рекомендации по эксплуатации пневмосистем	252
Список литературы	252

УЧЕБНИК ДЛЯ ТЕХНИКУМОВ

**Столбов Леонид Сиднеевич,
Перова Алла Дмитриевна,
Ложкин Олег Викторович**

ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ И ГИДРОПРИВОД СТАНКОВ

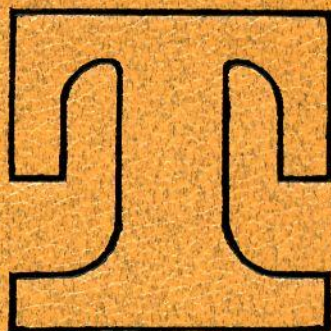
**Редактор Ю. И. Подскребко
Художественный редактор
А. С. Вершинкин
Технический редактор Н. В. Тимофеевко
Корректоры Л. Л. Георгиевская,
Л. А. Ягупьева**

ИБ № 4985

Сдано в набор 23.06 87.. Подписано в печать 30.11 87.
Т-21524. Формат 60×90^{1/16}. Бумага кн.-журн. Гарни-
тура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л.
16,0. Усл.кр.-отт. 16,0. Уч.-изд. л. 16,04. Тираж
40 000 экз. Заказ 635. Цена 80 к. Зак. 397

Ордена Трудового Красного Знамени издательство
«Машиностроение», 107076, Москва, Стромьинский
пер., 4

Ленинградская типография № 2 головное пред-
приятие ордена Трудового Красного Знамени
Ленинградского объединения «Техническая книга»
им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при
Государственном комитете СССР по делам изда-
тельств, полиграфии и книжной торговли. 198052,
г. Ленинград, Измайловский проспект, 29.
Отпечатано с матриц в Ленинградской типогра-
фии № 6 ордена Трудового Красного Знамени Ле-
нинградского объединения «Техническая книга»
им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при
Государственном комитете СССР по делам изда-
тельств, полиграфии и книжной торговли. 193144,
Ленинград, ул. Моисеенко, 10.



ДЛЯ ТЕХНИКУМОВ

Л.С. Столбов
А.Д. Перова
О.В. Ложкин

**ОСНОВЫ
ГИДРАВЛИКИ
И ГИДРОПРИВОД
СТАНКОВ**