

О.Ф.НИКИТИН, К.М.ХОЛИН

**ОБЪЁМНЫЕ
ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ
И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ
ПРИВОДЫ**

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



**МОСКВА · МАШИНОСТРОЕНИЕ ·
1981**

ББК 34.447

Н62

УДК [62.82+62.85] (075 3)

Рецензенты *Л. М. Друговская и Ю. Б. Орлов*

Никитин О. Ф., Холин К. М.

Н62 Объемные гидравлические и пневматические приводы. Учеб. пособие для техникумов. — М.: Машиностроение, 1981 — 269 с., ил.

В пер.: 80 к.

Учебное пособие написано в соответствии с программой курса «Объемные гидроприводы и пневмоприводы». Приведены основные характеристики и описаны принцип работы и конструкция элементов гидравлических и пневматических систем изложены основы проектирования, испытаний и эксплуатации объемных гидравлических и пневматических приводов

Учебное пособие предназначено для учащихся машиностроительных специальностей.

Н 30314-020
038(01)-81 20-81. 2305020000

ББК 34.447

6П2.3

ПРЕДИСЛОВИЕ

Одной из важнейших задач отечественного машиностроения является максимальное ускорение научно-технического прогресса. Большая роль в решении этой задачи принадлежит отраслям промышленности, создающим современные гидравлические и пневматические приводы.

Применение гидравлического и пневматического привода позволяет создавать прогрессивные конструкции машин, расширять возможности автоматизации производства. Автоматические приводы составляют основные рабочие, транспортирующие и вспомогательные агрегаты и широко применяются в строительных, дорожных, горных, сельскохозяйственных и любых иных самодвижущихся и мобильных машинах, в промышленных, космических и подводных роботах-манипуляторах, авиационных и космических системах управления.

Масштабы применения гидравлических и пневматических приводов непрерывно растут. Поэтому знание гидро- и пневмопривода, его технических и производственных возможностей является необходимым условием создания высокопроизводительных машин, комплексов, агрегатов и систем, обеспечивающих эффективную работу промышленности.

Учебное пособие написано с учетом знаний, полученных учащимися при изучении предметов: «Основы гидравлики и теплотехники», «Детали машин», «Технология производства гидроприводов».

Объем технических сведений, которые должен иметь техник в области гидроприводов и пневмоприводов, весьма обширен. В результате изучения данного предмета учащиеся должны знать устройство и принцип работы насосов, гидро- и пневмо-двигателей, аппаратуры управления и других элементов приводов; принцип работы гидроприводов и пневмоприводов в целом; общие требования без-

опасности к конструкции и эксплуатации приводов, а также уметь читать и составлять простейшие схемы приводов; производить гидравлические и пневматические расчеты; выполнять монтаж и регулировку простейших гидросистем и пневмосистем; проводить измерения давления, расхода, температуры и других параметров гидравлических и пневматических элементов и приводов при их испытаниях и эксплуатации.

Учитывая возросшую роль стандартизации в повышении качества продукции, в учебном пособии удалено большое внимание освещению содержания стандартов на гидравлические и пневматические устройства. Так, терминология по гидроприводам и пневмоприводам принята по ГОСТ 17752—72, а по насосам и их параметрам — по ГОСТ 17398—72. Рисунки и гидравлические схемы выполнены в соответствии со стандартами ЕСКД. В учебном пособии единицы физических величин выражены в Международной системе единиц (СИ).

Авторы с благодарностью примут все замечания и пожелания, направленные на улучшение содержания учебного пособия.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДАХ

§ 1.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ПРИНЦИП РАБОТЫ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

Объемным гидроприводом называют совокупность устройств, в число которых входит один или несколько объемных гидродвигателей, предназначенная для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости под давлением. Основным определяющим устройством гидропривода является его объемный гидродвигатель, выходное звено которого непосредственно или через механическую передачу соединено с рабочим органом механизма или машиной (нагрузкой). Помимо объемного гидродвигателя в состав гидропривода могут входить следующие устройства: насосы с приводящими двигателями, гидроаппараты, кондиционеры рабочей жидкости, гидроемкости и гидролинии. Каждое из входящих в состав гидропривода устройств выполняет определенные функции. На рис. 1.1 показана функциональная схема объемного гидропривода.

Насосы (объемные или динамические) создают поток рабочей жидкости путем преобразования механической энергии приводящих двигателей в гидравлическую.

Объемные гидродвигатели (гидроцилиндры, гидромоторы и поворотные гидродвигатели) преобразуют гидравлическую энергию рабочей жидкости в механическую энергию выходных звеньев привода.

Гидроаппаратура (клапаны, дроссели, распределители) предназначена для изменения направления и параметров потока рабочей жидкости, а также для открытия или перекрытия отдельных гидролиний.



Рис. 1.1. Функциональная схема объемного гидропривода

Кондиционеры рабочей жидкости служат для получения необходимых качественных показателей и состояния рабочей жидкости. К ним относятся фильтры, теплообменные аппараты (охладители или нагреватели) и воздухоспускные устройства.

Гидроемкости (гидробаки и гидроаккумуляторы) предназначены для содержания в них рабочей жидкости с целью использования ее в процессе работы гидропривода.

Гидролинии предназначены для движения рабочей жидкости от одного гидроустройства привода к другому или внутри устройства от одной полости к другой.

Все гидравлические устройства должны быть оснащены уплотнительными устройствами, предназначенными для герметизации соединений. Отдельные устройства могут быть объединены в агрегаты, установки и блоки, например насосный агрегат, насосная установка, рулевая машина, механизм управления и т. д.

В состав обычных гидроприводов могут входить электротехнические изделия (управляющие электродвигатели, электромагниты и т. п.), а также средства измерения и контроля.

Особо следует отметить роль рабочей жидкости в объемных гидроприводах. Рабочая жидкость в гидроприводе является рабочей средой, т. е. носителем энергии. С помощью рабочей жидкости гидравлическая энергия от источника передается к объемным гидродвигателям. В связи с выполнением указанной функции рабочую жидкость рассматривают как один из основных элементов объемного гидропривода.

Основными силовыми и скоростными параметрами объемных гидроприводов являются давление и расход рабочей жидкости, а также мощность гидропривода.

Давлением жидкости p называют физическую величину, равную отношению силы dF , действующей на элемент поверхности нормально к ней, к площади dS этого элемента:

$$p = dF/dS. \quad (1.1)$$

При равномерном распределении силы F по поверхности площадью S давление выражается формулой

$$p = \frac{F}{S}. \quad (1.2)$$

Размерность давления $\dim p = L^{-1}MT^{-2}$. Единицей давления в Международной системе единиц (СИ) является паскаль (1 Па = = 1 Н/м²). Паскаль — давление, вызываемое силой 1 Н, равномерно распределенной по поверхности площадью 1 м² и нормальней к ней. При измерении давления целесообразно применять единицу, кратную паскалю, — мегапаскаль (1 МПа = 10⁶ Па ≈ ≈ 10 кгс/см²).

Объемный расход жидкости Q — физическая величина, равная объему жидкости V , протекающей через поперечное сечение

в единицу времени t , или произведению площади поперечного сечения S потока на среднюю скорость течения жидкости:

$$Q = \frac{V}{t} = Sv_{\text{ср}}. \quad (1.3)$$

Размерность объемного расхода $\dim Q = L^3 T^{-1}$. Единица объемного расхода жидкости в СИ m^3/s ; $1 m^3/s$ — объемный расход, при котором через определенное сечение за 1 с перемещается жидкость объемом $1 m^3$. Допускается применять внесистемную единицу расхода — л/мин ($1 \text{ л/мин} = 1,67 \cdot 10^{-5} m^3/s$). Ряды номинальных расходов жидкости для гидроприводов приведены в ГОСТ 13825—80. Объемный расход — величина, характерная для всех гидравлических устройств, кроме насосов.

Для потока жидкости при установившемся режиме справедливо *уравнение неразрывности*:

$$Q_1 = Q_2 = \dots = Q_i = \text{const} \quad \text{или} \quad \frac{v_1}{v_2} = \frac{S_2}{S_1}. \quad (1.4)$$

Из уравнения (1.4) следует, что средние скорости потока жидкости обратно пропорциональны площадям поперечных сечений.

Мощность N — физическая величина, равная работе в единицу времени. Размерность мощности $\dim N = L^2 M T^{-3}$. Единица мощности в СИ Вт. Ватт — мощность, при которой работа 1 Дж совершается за время 1 с. При измерении мощности гидроприводов целесообразно применять единицу, кратную ватту, — киловатт ($1 \text{ кВт} = 10^3 \text{ Вт}$).

В области гидравлики определяющее уравнение для мощности, Вт, потока жидкости

$$N = \frac{A}{t} = Qp, \quad (1.5)$$

где Q — объемный расход, m^3/s ; p — давление жидкости, Па.

Если давление выражено в Па, а расход в m^3/s , то для определения мощности N в кВт используют формулу

$$N = 10^{-3} Qp. \quad (1.6)$$

Если давление выражено в кгс/см², а расход в л/мин, то для определения мощности в кВт справедлива формула

$$N = \frac{Qp}{612}. \quad (1.7)$$

Из выражения (1.5) следует, что расчетная мощность гидропривода увеличивается при неизменном расходе пропорционально повышению давления жидкости. При увеличении давления в условиях обеспечения заданной мощности масса и габаритные размеры гидромашин уменьшаются. В настоящее время номинальные давления достигли 16—32 МПа (160—320 кгс/см²), а во многих

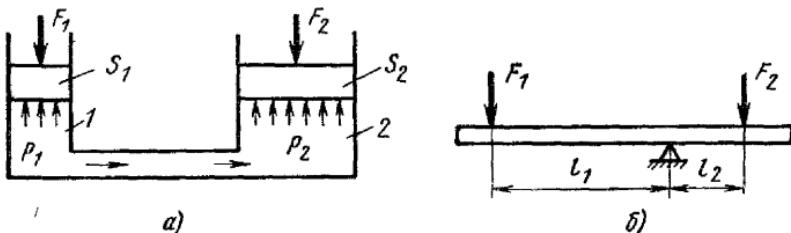


Рис. 1.2. Схема простейшего объемного гидропривода и его механическая аналогия

случаях и выше. Однако дальнейшее увеличение давления ограничено по конструктивным причинам.

Сравнение основных параметров гидроприводов и электроприводов показывает *аналогию* между давлением рабочей жидкости и электрическим напряжением, а также между расходом жидкости и силой электрического тока, что позволяет представить эти различные по своей природе приводы одними и теми же по структуре дифференциальными уравнениями движения.

Принцип работы объемного гидропривода основан на законе Паскаля и высоком модуле объемного сжатия рабочей жидкости. На рис. 1.2, *a* показана простейшая схема объемного гидропривода, состоящего из двух гидромашин. Цилиндр 1 предназначен для работы в режиме насоса, цилиндр 2 — в режиме объемного гидродвигателя (гидроцилиндра). На поршень цилиндра 1 действует сила F_1 , на поршень цилиндра 2 — внешняя нагрузка F_2 .

Принцип работы гидропривода заключается в следующем. При принудительном перемещении поршня цилиндра 1 вниз рабочая жидкость из него вытесняется в цилиндр 2, приводя его поршень в движение. При этом давление p_1 , создаваемое в цилиндре 1 силой F_1 , действует также и на поршень цилиндра 2 (по закону Паскаля). В цилиндрах 1 и 2 устанавливается статическое давление, которое без учета потерь равно [см. формулу (1.2)]

$$p_1 = \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2} = p_2 = p, \quad (1.8)$$

где S_1 и S_2 — рабочие площади поршней цилиндров 1 и 2.

Согласно формуле (1.8) сила, действующая на поршень цилиндра 2:

$$F_2 = pS_2 = F_1 \frac{S_2}{S_1}. \quad (1.9)$$

Следовательно, чем больше площадь S_2 , тем больше сила F_2 .

Согласно выражению (1.3) скорость выходного звена-поршня цилиндра 2

$$v_2 = \frac{Q_2}{S_2} = \frac{4Q_2}{\pi D^2},$$

где Q_2 — расход рабочей жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$; D — диаметр цилиндра 2, м.

Равновесие сил, действующих в рассматриваемой схеме, можно сравнить с равновесием рычага (рис. 1.2, б). Длины плеч l_1 и l_2 рычага связаны соотношением

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{l_2}{l_1}. \quad (1.10)$$

Отсюда следует, что при соответствующем выборе размеров плеч представляется возможным уравновесить большую силу F_2 малой силой F_1 .

§ 1.2. ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

В настоящее время объемные гидроприводы широко применяют во многих отраслях техники [2, 7, 10, 11]:

в металорежущих станках, автоматах и агрегатах — для зажима заготовок и подачи режущего инструмента. Следящие гидроприводы копировальных станков позволяют обрабатывать детали с применением копира. Применяют также следящие гидроприводы с числовым программным управлением;

в кузнечно-прессовом оборудовании — в качестве силовых приводов прессов и молотов;

в водном транспорте — в качестве силовых приводов гребных установок, палубных лебедок, кранов и других вспомогательных судовых механизмов, а также для поворота рулей судов;

в шахтном и горнорудном оборудовании (в угледобывающих комбайнах, стругах, домкратах и механизмах подачи);

в транспортных машинах — для силовых трансмиссий, управления скоростями движения и поворотом руля автомобиля, опрокидывания кузова самосвалов;

в дорожных и подъемно-загрузочных машинах (экскаваторах, грейдерах, скреперах, кранах и т. д.) — для подъема и перемещения груза;

в авиационной и ракетной технике — для управления аэродинамическими и газовыми рулями, в механизмах изменения геометрии крыла, в механизмах управления шасси и наземных установках обеспечения и запуска летательных аппаратов;

в сельскохозяйственных машинах — для управления навесными агрегатами, в уборочных комбайнах в качестве силовых трансмиссий, как рулевое управление тракторов и комбайнов;

в радиолокационной технике — для поворота антени. При этом практически не возникают ни магнитные, ни электрические помехи;

в манипуляторах — в качестве силовых приводов отдельных органов, которые довольно просто обеспечивают обратную связь по усилиям, возникающим на рабочих органах манипулятора.

Широкое применение объемных гидроприводов во многих отраслях техники обусловлено тем, что они обладают *существенными преимуществами* перед электроприводами и механическими передачами аналогичного назначения. Основные из них:

возможность плавного бесступенчатого регулирования скоростей выходных звеньев;

сравнительно широкий диапазон регулирования, например, передаточное отношение гидромотора (отношение минимальной частоты вращения к максимальной) составляет во многих случаях 1 : 1000;

быстро действие и высокая точность отработки сигналов управления, а также легкость реверсирования. Эти преимущества гидропривода объясняются тем, что подвижные части объемных гидромашин обладают малой инерционностью. Например, частота реверсирования некоторых гидромоторов может быть доведена до 150 реверсов в минуту;

высокий коэффициент усиления мощности при малом числе каскадов усиления. Например, в объемных гидроприводах коэффициент усиления мощности одного каскада (отношение мощности на выходе к мощности на входе) может достигать 1000;

передача больших мощностей при малых габаритных размерах и массе объемных гидромашин. Наименьшие габаритные размеры объемных машин, как правило, определяются конструктивными соображениями, в то время как наименьшие размеры электрических машин обычно определяются наибольшей допустимой плотностью магнитного потока и условиями нагрева и охлаждения. Например, наиболее высокую энергоемкость (мощность, отнесенную к единице объема) имеют высокооборотные аксиально-поршневые гидромашины (6—7 кВт/дм³);

большая жесткость нагрузочной (механической) характеристики, т. е. объемные гидродвигатели обладают стабильностью скорости выходных звеньев при изменении величины и знака нагрузки;

простота преобразования одного вида движения в другое особенно характерна для гидроцилиндров, которые обеспечивают поступательное движение выходных звеньев без каких-либо дополнительных устройств. В электромеханических же приводах поступательное движение выходных звеньев обеспечивается лишь при помощи реечных передач, рычагов и тяг;

надежное ограничение в заданных пределах величин нагрузок, возникающих в элементах машин. Простота защиты оборудования от недопустимых нагрузок.

Недостатки объемных гидроприводов:

зависимость характеристик гидропривода от изменения температуры из-за изменения вязкости рабочей жидкости;

повышенные требования к точности изготовления отдельных устройств и промышленной чистоте технологических процессов, что увеличивает стоимость гидропривода;

относительная сложность монтажа и ремонта в условиях эксплуатации.

Критический анализ преимуществ и недостатков объемных гидравлических приводов позволяет правильно выбрать тип привода. При малых мощностях иногда предпочтительнее применять электроприводы или пневмоприводы. Однако, когда требуются большие усилия и высокое быстродействие, предпочтительнее объемные гидроприводы.

§ 1.3. ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТИ

Под жидкостью понимают физическое тело, обладающее в отличие от твердого тела текучестью и в отличие от газа весьма малой изменяемостью своего объема (при изменении давления или температуры). Важнейшими физическими свойствами жидкости являются плотность, вязкость, сжимаемость и тепловое расширение [4, 7].

Плотностью однородной жидкости называют величину, равную отношению массы жидкости к ее объему:

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad (1.11)$$

где m — масса жидкости, кг; V — объем жидкости, м^3 .

Размерность плотности $\dim \rho = L^{-3}M$. Единица плотности в СИ $\text{кг}/\text{м}^3$.

С повышением давления (при постоянной температуре) плотность жидкости увеличивается, а с повышением температуры (при постоянном давлении), как правило, уменьшается.

Удельный вес — физическая величина, равная отношению веса к объему, связана с плотностью следующим соотношением:

$$\gamma = \frac{G}{V} = \rho g, \quad (1.12)$$

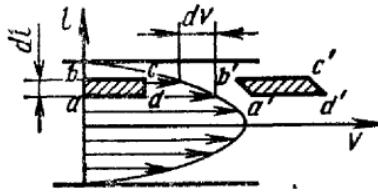
где G — вес жидкости, Н; V — объем жидкости, м^3 ; g — ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$.

Размерность удельного веса $\dim \gamma = L^{-2}MT^{-2}$. Единица удельного веса в СИ $\text{Н}/\text{м}^3$.

Следует иметь в виду, что на разных географических широтах значения g различны. В гидравлических расчетах принимают значение g , определяемое при $g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$.

Вязкость жидкости — свойство жидкости оказывать сопротивление сдвигу или относительному смещению слоев. Вязкость

Рис. 1.3. Схема деформации элемента вязкой жидкости



проявляется в жидкости только при ее течении. Различают динамическую и кинематическую вязкость жидкости.

Механизм возникновения динамической вязкости обусловлен тем, что при ламинарном (прямолинейном слоистом) течении жидкости скорости частиц, расположенных в некотором поперечном сечении трубы (рис. 1.3), различны, вследствие чего на поверхностях соприкасающихся слоев жидкости возникают силы трения. При этом слои жидкости, движущиеся медленнее, тормозят течение слоев, движущихся быстрее, и, наоборот, слои жидкости, движущиеся быстрее, увлекают за собой слои жидкости, движущиеся медленнее. При таком движении происходит деформация сдвига элементарного объема $abcd$ в $a'b'c'd'$.

Скорость сдвига количественно характеризуется *градиентом скорости*

$$\text{grad } v = \frac{dv}{dl}, \quad (1.13)$$

где v — скорость сдвига, м/с; l — расстояние между слоями жидкости, измеренное перпендикулярно направлению ее движения, м.

Градиент скорости показывает быстроту изменения при переходе от одного слоя скорости жидкости, отнесенного к расстоянию жидкости, к другому слою. Размерность градиента скорости $\text{dim grad } v = \frac{\text{dim } v}{\text{dim } l} = \frac{LT^{-1}}{L} = T^{-1}$. Единица градиента скорости в СИ с^{-1} .

Определяющее уравнение для динамической вязкости выводится на основании гипотезы Ньютона, согласно которой при ламинарном течении касательная сила внутреннего трения T , возникающая между соседними слоями жидкости, пропорциональна площади трущихся слоев S и градиенту скорости в направлении, перпендикулярном направлению течения жидкости:

$$T = \mu S \text{grad } v \text{ или } \tau = \frac{T}{S} = \mu \text{ grad } v, \quad (1.14)$$

где μ — динамическая вязкость, Па·с; τ — касательное напряжение, Па.

Откуда

$$\mu = \tau / \text{grad } v. \quad (1.15)$$

Размерность динамической вязкости $\text{dim } \mu = L^{-1}MT^{-1}$. Единица динамической вязкости в СИ Па·с. Паскаль-секунда — динамическая вязкость жидкости, касательное напряжение в ко-

торой при ламинарном течении и при разности скоростей слоев, находящихся на расстоянии 1 м по нормали к направлению скорости, 1 м/с, равно 1 Па.

Величину, обратную динамической вязкости, называют текучестью жидкости

$$\Phi = \frac{1}{\mu}, \quad (1.16)$$

т. е. чем больше вязкость жидкости, тем меньше ее текучесть.

Кинематическую вязкость определяют по формуле

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (1.17)$$

Размерность кинематической вязкости $\dim \nu = L^2 T^{-1}$. Единица кинематической вязкости в СИ m^2/s , в системе СГС стокс (Ст). $1 \text{ Ст} = 100 \text{ сСт} = 10^{-4} m^2/s = 1 \text{ см}^2/\text{с}$.

Вязкость жидкости зависит от различных факторов. Особенно сильно на вязкость влияет изменение температуры жидкости. Для разных жидкостей эта зависимость различна. С увеличением температуры вязкость жидкости уменьшается (рис. 1.4) по нелинейному закону.

Вязкость жидкостей на нефтяной и синтетической основе увеличивается с увеличением давления. В приближенных расчетах при давлении до 20 МПа (200 кгс/см²) зависимость вязкости от давления обычно не учитывают.

На вязкость также влияет наличие воздуха в жидкости в растворенном и смешанном виде. При увеличении содержания воздуха в жидкости вязкость ее уменьшается.

Сжимаемость жидкости — свойство жидкости изменять объем под действием давления.

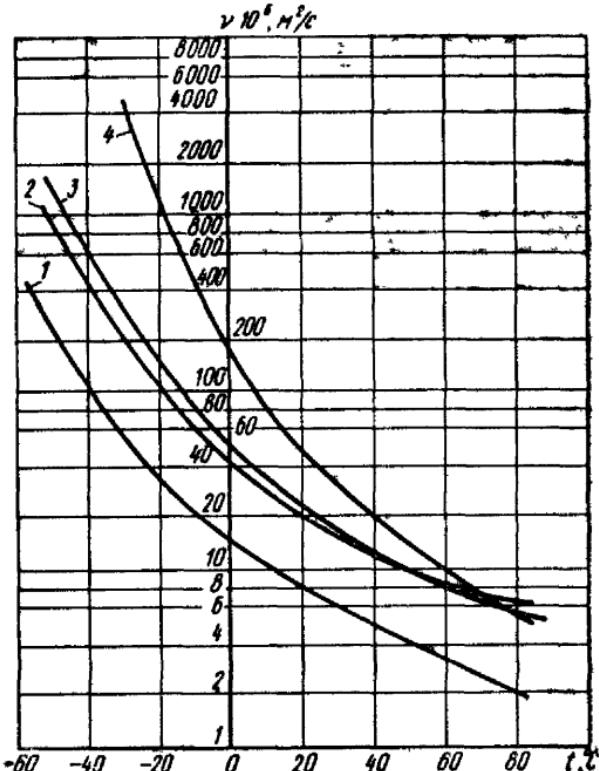


Рис. 1.4. Зависимость вязкости ν рабочих жидкостей от температуры:

1 — МГЕ-4А; 2 — АГМ-10;
3 — МГЕ-10А, 4 — АУП

Количественно сжимаемость жидкости характеризуется модулем объемного сжатия

$$E = V_0 \frac{\Delta p}{\Delta V}, \quad (1.18)$$

где V_0 — первоначальный объем жидкости, м³; Δp — изменение давления, действующего на жидкость, Па; ΔV — изменение объема жидкости, м³.

Единица модуля объемного сжатия в СИ — Па.

Из выражения (1.18) определяют изменение объема жидкости

$$\Delta V = V_0 \frac{\Delta p}{E}. \quad (1.19)$$

Модуль объемного сжатия увеличивается с увеличением давления и уменьшением температуры. Среднее значение модуля для масла АМГ-10 при давлении от 0 до 20 МПа и температуре 293 К (20 °C) можно принять $E = 1430$ МПа [7], т. е. относительное изменение объема жидкости при этих условиях составляет приблизительно 1%. В тех случаях, когда таким изменением объема можно пренебречь, рабочую жидкость считают *несжимаемой*, однако при динамических расчетах гидросистем сжимаемость жидкости необходимо учитывать.

Тепловое расширение жидкости — свойство жидкости изменять объем в процессе ее изобарического нагревания (при постоянном давлении). Количественно тепловое расширение жидкости характеризуется температурным коэффициентом объемного расширения

$$\beta = \frac{1}{V_0} \left(\frac{\Delta V}{\Delta T} \right), \quad (1.20)$$

где ΔT — разность температуры жидкости.

Размерность температурного коэффициента объемного расширения $\dim \beta = \Theta^{-1}$. Единица температурного коэффициента объемного расширения в СИ — К⁻¹. Кельвин в минус первой степени — температурный коэффициент объемного расширения, при котором изменения температуры на 1 К от принятой за начальную вызывает относительное изменение объема жидкости, равное единице.

Среднее значение температурного коэффициента объемного расширения при давлении от 0 до 15 МПа для жидкостей на нефтяной основе принимают $\beta = 7 \cdot 10^{-4}$ К⁻¹ [7].

Из теплофизических свойств жидкостей наибольшее практическое значение имеют удельная теплоемкость и теплопроводность.

Удельная теплоемкость однородной жидкости — отношение количества теплоты к массе жидкости и разности температур (или отношение теплоемкости к массе жидкости):

$$c = Q/(m \Delta T) = C/m, \quad (1.21)$$

где Q — количество теплоты, Дж; m — масса жидкости, кг; ΔT — разность температур, К; C — теплоемкость жидкости, Дж/К.

Размерность удельной теплоемкости $\dim c = L^2 T^{-2} \Theta^{-1}$. Единица удельной теплоемкости в СИ Дж/(кг · К). Джоуль на килограмм-kelвин — удельная теплоемкость жидкости, имеющей при массе 1 кг теплоемкость 1 Дж/К.

Средние значения удельной теплоемкости при температуре до 373 К (100 °C) для минеральных масел $c_m = 1880 \dots 2090$ Дж/(кг × К) [7].

Теплопроводностью однородной жидкости называют величину, равную отношению теплового потока к площади поверхности, нормальной к тепловому потоку, и градиенту температур или отношению поверхностной плотности теплового потока к градиенту температур:

$$\lambda = \Phi / (S \operatorname{grad} T) = q / \operatorname{grad} T, \quad (1.22)$$

где $\Phi = \Theta / t$ — тепловой поток, Вт; S — площадь поверхности, м²; $\operatorname{grad} T = (T_1 - T_2) / j$ — градиент температуры, К/м; $q = \Phi / S$ — поверхностная плотность теплового потока, Вт/м².

Размерность теплопроводности $\dim \lambda = L M T^{-3} \Theta^{-1}$. Единица теплопроводности в СИ Вт/(м · К). Бант на метр-келивин — теплопроводность жидкости, в которой при стационарном режиме с поверхностной плотностью теплового потока 1 Вт/м² устанавливается температурный градиент 1 К/м.

Среднее значение теплопроводности при 293 К (20 °C) для минерального масла $\lambda_m = 0,128$ Вт/(м · К).

§ 1.4. РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ ГИДРОПРИВОДОВ

Функции рабочей жидкости в объемных гидроприводах многосторонни. Об основном назначении рабочей жидкости как рабочей среды в объемном гидроприводе указывалось в § 1.1. Кроме того, рабочая жидкость выполняет и другие важные функции [2].

Рабочая жидкость в гидроприводе является смазочной средой. Она осуществляет смазку трущихся поверхностей деталей гидромашин и других гидравлических устройств, поэтому в объемных гидроприводах нет каких-либо специальных смазочных систем.

Рабочая жидкость в гидроприводе является теплоносителем: она переносит теплоту от нагретых частей к холодным.

Рабочая жидкость в гидроприводе является промывочной средой; при движении она уносит с собой продукты изнашивания и прочие загрязнения.

Рабочая жидкость в гидроприводе является одним из средств консервации: защищает поверхности полостей гидромашин и других гидравлических устройств от коррозии.

Перечисленные функции рабочей жидкости играют важную роль в обеспечении функционирования гидропривода, а также его надежности.

Условия эксплуатации рабочей жидкости, применяемой в гидроприводах, могут быть весьма сложными. На состояние рабочей жидкости прежде всего влияет широкий диапазон рабочих температур, а также наличие больших скоростей потока и высоких давлений. Так, температура рабочей жидкости в некоторых гидроприводах может колебаться от -60 до 90 $^{\circ}\text{C}$ и более, а скорости потока жидкости при дросселировании достигают 50 м/с и более. Давление жидкости в современных гидроприводах достигает 32 МПа (320 кгс/см 2) и выше. Необходимо также учитывать, что рабочая жидкость находится в постоянном контакте с деталями, изготовленными из различных конструктивных материалов.

Все многообразие применяемых в гидроприводах рабочих жидкостей можно разделить на две группы: на минеральной (нефтяной) и синтетической основах. Рабочие жидкости на нефтяной основе имеют сравнительно низкую верхнюю границу температурного диапазона и содержат различные антиокислительные и антикоррозионные присадки. Синтетические рабочие жидкости обладают высокотемпературными свойствами, негорючи. Один из основных недостатков синтетических жидкостей — высокая стоимость, поэому их применяют крайне редко — при необходимости обеспечить пожаробезопасную работу гидропривода при высоких температурах (до 350 $^{\circ}\text{C}$).

В табл. 1.1 приведены характеристики основных рабочих жидкостей, применяемых в гидроприводах.

Существенное значение при выборе рабочей жидкости имеют вязкость, сжимаемость, температуры вспышки и застывания.

Вязкость рабочей жидкости зависит от температуры и давления. Уменьшение вязкости рабочей жидкости увеличивает утечки в гидромашине, что ухудшает ее параметры. Для обеспечения работы гидропривода с большими скоростями при низких давлениях следует выбирать рабочую жидкость с меньшей вязкостью, так как вязкостные потери напора при больших скоростях потока значительны. При работе на больших давлениях — 32 МПа следует выбирать рабочую жидкость с большой вязкостью. Обычно вязкость ограничивает диапазон рабочих температур гидропривода.

Следствием *сжимаемости* рабочей жидкости является снижение быстродействия гидропривода. Сжимаемость жидкости следует учитывать при давлениях более 10 МПа, в диапазоне давлений от $0,1$ до 10 МПа можно считать жидкость несжимаемой.

Температура вспышки — температура, при которой пары масла, нагреваемого в открытом или закрытом тигле, образуют с окружающим воздухом смесь, воспламеняющуюся при поднесении к ней пламени. За температуру вспышки в открытом тигле принимают температуру появления первого синего пламени над частью или всей поверхностью испытуемой рабочей жидкости. Температура вспышки является показателем, позволяющим судить о пожарной безопасности.

Таблица 1.1

Характеристики рабочих жидкостей

Рабочая жидкость (ГОСТ или ТУ)	Плотность при 20°C, кг/м³	Кинематическая вязкость ν 10⁻⁶, м²/с при температуре °С							Основа рабочей жидкости
		-50	-40	-30	-20	0	20	50	
AV (ГОСТ 1642—75) PM (ГОСТ 15819—70) АМГ-10 (ГОСТ 6794—75) Л3-МГ-3 (ТУ 38.101328—73) МГЕ-4А (ТУ 38.101573—75) МГЕ-10А (ТУ 38.101572—75) типа промгидрол (ТУ 6-02-2—255—73) 7-50-С3 (ГОСТ 20734—75)	892 845 850 840 855 855 1150 935	— — 1250 — — — — 1400	23 000 350 — — — — — —	4600 — — 50 49 220 — —	1250 — — — — — — —	180 — — — — — — —	49 — — — — — — —	13 4,0 10 7,3 7,0 22 12 ... 25 —	4,0 — — — — — — —
Рабочая жидкость (ГОСТ или ТУ)	Плотность при 20°C, кг/м³	вспышки горючести рабочей жидкости в открытом тигле	застывания рабочей жидкости	сферулитающей среды (диаметра рабочей жидкости)	температура, °С	Максимальная	Максимальная	Максимальная	Основа рабочей жидкости
AV (ГОСТ 1642—75) PM (ГОСТ 15819—70) АМГ-10 (ГОСТ 6794—75) Л3-МГ-3 (ТУ 38.101328—73) МГЕ-4А (ТУ 38.101573—75) МГЕ-10А (ТУ 38.101572—75) типа промгидрол (ТУ 6-02-2—255—73) 7-50-С3 (ГОСТ 20734—75)	892 845 850 840 855 855 1150 935	163 — 92 92 94 96 Не имеет То же	—45 —60 —70 —70 —70 —70 —50 ... —20 —70	—25 ... 60 —40 ... 55 —60 ... 50 —50 ... 55 —50 ... 40 —60 ... 50 —40 ... 50 —60 ... 175	80 90 100 90 100 90 60 200	80 90 100 90 100 90 60 200	80 90 100 90 100 90 60 200	80 90 100 90 100 90 60 200	Нефтяная Водная фторуглеродная Поликисилоксановая синтетическая

Маловязкие жидкости часто характеризуются более низкой температурой вспышки, определенной в закрытом тигле, вследствие содержания легколетучих продуктов распада, которые в открытом тигле рассеиваются раньше, чем их окажется достаточно для вспышки. Температура вспышки в условиях хранения в резервуарах обычно несколько ниже температуры (до 10 °C), определяемой стандартными методами, и зависит от объема резервуара и уровня жидкости. Таким образом, максимальная температура нагрева рабочей жидкости на нефтяной основе при работе системы должна быть на 10—15 °C ниже температуры вспышки в открытом тигле.

Температура застывания — температура, при которой масло загустевает настолько, что при наклоне пробирки на 45° его уровень в течение 1 мин остается неизменным. Температура застывания масла должна быть на 10—17 °C ниже наименьшей температуры эксплуатации гидропривода.

Таким образом, к рабочей жидкости гидропривода предъявляют *следующие требования:*

хорошие смазывающие свойства;

минимальная зависимость вязкости от температуры в требуемом диапазоне температур;

высокая температура вспышки (пожаробезопасность) и низкая температура замерзания;

стабильность свойств при эксплуатации, высокая устойчивость к механическому разрушению сложных соединений жидкости (диструкции) при дросселировании, окислению при работе, поглощению влаги и воздуха;

длительный срок службы;

хорошая теплопроводность и малый коэффициент теплового расширения;

высокие моющие свойства (вынос продуктов износа и других загрязнений);

инертность по отношению к применяемым материалам и защите их от коррозии;

отсутствие механических примесей, воды и загрязняющих частиц;

низкая стоимость и недороговизна.

ГОСТ 17216—71 устанавливает 19 классов чистоты жидкости 00, 0, 1, 2, ..., 17 (наименьший класс чистоты соответствует наиболее чистой жидкости). Весь диапазон размеров загрязняющих частиц от 0,5 до 200 мкм разбит на восемь интервалов (табл. 1.2). Для каждого класса чистоты в табл. 1.2 указано максимальное число частиц загрязнений определенных размеров в объеме жидкости 100 см³. Масса загрязнений, указанная для классов 6—12, не является обязательным контрольным параметром.

Частицами загрязнений считаются все посторонние частицы, включая смелообразования и органические частицы. Частицы загрязнений размером более 200 мкм (не считая волокон) в жидко-

Таблица 1.2

**Классы чистоты жидкости
(ГОСТ 17216—71)**

Класс чистоты жидкости	Число частиц загрязнений в объеме жидкости $100 \pm 0,5 \text{ см}^3$, не более, при размере частиц, мкм								Масса загрязнений, не более %	
	от 0,5 до 1	св. 1 до 2	св. 2 до 5	св. 5 до 10	св. 10 до 25	св. 25 до 50	св. 50 до 100	св. 100 до 200	волокна	
00	800	400	32	8	4	1		A. O.	A. O.	Не нормируется
0	1600	800	63	16	8	2				
1		1600	125	32	16	3				
2			250	63	32	4	1			
3				125	63	8	2			
4				250	125	12	3			
5				500	250	25	4	1		
6				1 000	500	50	6	2	1	0,0002
7				2 000	1 000	100	12	4	2	0,0002
8				4 000	2 000	200	25	6	3	0,0004
9				8 000	4 000	400	50	12	4	0,0006
10	Не нормируется			16 000	8 000	800	100	25	5	0,0008
11				31 500	16 000	1 600	200	50	10	0,0016
12				63 000	31 500	3 150	400	100	20	0,032
13					63 000	6 300	800	200	40	0,005
14					125 000	12 500	1 600	400	80	0,008
15						25 000	3 150	800	160	0,016
16						50 000	6 300	1 600	315	0,032
17							12 500	3150	630	0,063

П р и м е ч а н и я: 1. «Отсутствие» означает, что при взятии одной пробы жидкости частицы заданного размера не обнаружены или при взятии нескольких проб общее число обнаруженных частиц меньше числа взятых проб.

2. А. О. — абсолютное отсутствие частиц загрязнений.

3. Масса загрязнений для классов 6—12 дана факультативно, т. е. не является обязательным контрольным параметром. Контроль может вводиться по усмотрению разработчика системы, применяющего жидкость.

сти не допускаются. Волокнами считаются частицы толщиной не более 30 мкм при отношении длины к толщине не менее 10 : 1.

Классы чистоты жидкости указывают в технических требованиях к жидкостям при их поставке, транспортировании и хранении, в требованиях к эксплуатации машин и устройств и в технологической документации по изготовлению машин, аппаратуры и деталей.

Наиболее простой метод определения степени загрязненности жидкости — гравиметрический анализ, заключающийся в определении массы загрязняющих частиц в заданном объеме жидкости. Методику определения весовым способом содержания в рабочей жидкости механических примесей устанавливает ГОСТ 6370—59.

Класс чистоты рабочей жидкости определяют также по гранулометрическому составу загрязнений. Сущность этого метода заключается в следующем. Оператор с помощью пробоотборника производит отбор рабочей жидкости (100 см^3) из гидросистемы во время работы гидропривода. В процессе отбора жидкость пропускают через фильтр, размещенный в пробоотборнике. Затем оператор вынимает фильтр из пробоотборника, высушивает его и производит измерения и подсчет загрязняющих частиц с помощью микроскопа с увеличением $\times 200$. Для повышения точности и ускорения процесса контроля чистоты рабочей жидкости в настоящее время разрабатываются автоматические счетчики загрязняющих частиц [10].

Особые состояния жидкости. При установившемся движении в соответствии с уравнением неразрывности потока рабочая жидкость представляет собой сплошную практически однородную среду. Однако в некоторых случаях происходит нарушение сплошности (неразрывности) потока жидкости, которое может существенно повлиять на работу гидропривода.

Растворение в жидкости газов представляет собой процесс проникновения молекул газа из окружающей среды через свободную поверхность внутрь жидкости. При обычных условиях в рабочей жидкости гидропривода может быть 3—5% нерастворенного воздуха. Полностью удалить воздух из гидросистемы не удается. Если растворенный воздух практически не влияет на модуль объемного сжатия жидкости, то воздух, не растворенный в жидкости, может существенно изменить сжимаемость образующейся при этом гидровоздушной смеси. Если уменьшается давление или повышается температура жидкости, то находящийся в жидкости воздух (газ) начнет выделяться в виде пузырьков, и в жидкости образуются разрывы сплошности. Газ выделяется из жидкости до тех пор, пока не наступит равновесие между жидкой и газовой средами. При выделении газа жидкость вспенивается. Время насыщения жидкости газом зависит от площади свободной поверхности. Возмущение поверхности ускоряет процесс растворения. С целью уменьшения содержания воздуха в рабочей жидкости применяют баки и гидроаккумуляторы с раз-

делителями сред, предусматривают в гидробаках зоны отстоя рабочей жидкости, обеспечивают высокую герметичность соединений, устанавливают в гидросетях воздухоспускные устройства.

Кавитация жидкости — это состояние движущейся жидкости, при котором в результате снижения давления возникают газовые и паровоздушные пузырьки с последующим их разрушением внутри жидкости. Разрушение (конденсация) пузырьков происходит с большой скоростью. При этом возникают местные гидравлические микроудары, которые создают повышенные шум и вибрацию. В конечном результате кавитация жидкости приводит к эрозионному разрушению стенок конструкции, находящихся в контакте с рабочей жидкостью, и окислению масел.

Кавитация рабочей жидкости может возникнуть в любых участках гидросистемы, например: на входе самовсасывающего насоса, при открытии клапанов (резко понижается давление, увеличивается скорость потока жидкости), в рабочих камерах гидроцилиндров при очень быстром движении поршня. С появлением кавитации жидкости понижается подача насоса, возрастают динамические нагрузки на отдельные детали, понижается надежность гидропривода. Возникновение кавитации жидкости значительно ускоряется при наличии в рабочей жидкости пузырьков воздуха, а также растворенных газов. Для предотвращения кавитационных явлений в гидросистемах и ее элементах создают подпор рабочей жидкости на входе в насос, уменьшают скорость потока рабочей жидкости и длину входного трубопровода насоса, ограничивают максимальные скорости движения поршней гидроцилиндров [7, 11].

Облитерация — это свойство рабочей жидкости защищать узкие каналы и капиллярные щели при ее течении под действием перепада давлений. Облитерация представляет собой сложное физико-химическое явление, при котором на стенках капиллярного канала образуются структуры твердого граничного слоя. Облитерация вызывает уменьшение рабочего проходного сечения капиллярной щели и, следовательно, расхода рабочей жидкости через щель. С увеличением перепада давлений интенсивность облитерации увеличивается. Облитерация отрицательно влияет на работу золотниковых клапанов и распределителей. Заращивание капиллярных щелей между золотником и втулкой распределителя, например, может привести к «залипанию» золотника. В результате этого резко увеличиваются силы, необходимые для перемещения золотника, уменьшается чувствительность следящих систем. Одним из методов борьбы с облитерацией является сообщение золотнику или втулке распределителя возвратно-поступательных или угловых осциллирующих движений (вибрации) с большой частотой и малой (в несколько микрометров) амплитудой [11].

ОБЩИЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ПРИВОДАМ

§ 2.1. ПОНЯТИЕ О КАЧЕСТВЕ ИЗДЕЛИЙ

Улучшение качества промышленной продукции является одной из важнейших народнохозяйственных проблем современного этапа развития общественного производства.

Под *качеством продукции* понимают совокупность свойств продукции, обуславливающих ее пригодность удовлетворять определенные потребности в соответствии с ее назначением. Для объективной оценки качества изделия необходимо охарактеризовать его свойство количественно. Такую количественную характеристику свойств изделия, рассматриваемую применительно к определенным условиям его создания и эксплуатации, называют показателем качества изделия.

С помощью существующих методов и показателей можно достаточно объективно контролировать качество изделий. Но не менее важной задачей является управление их качеством. По определению ГОСТ 15467—79 *управление качеством изделий* — это установление, обеспечение и поддержание необходимого уровня качества изделий при их разработке, производстве и эксплуатации, осуществляемые путем систематического контроля качества и целенаправленного воздействия на условия и факторы, влияющие на качество. Процесс управления качеством изделий охватывает, таким образом, все основные этапы их создания и эксплуатации. На каждом этапе разрабатывается определенная система мероприятий для обеспечения требуемого уровня качества.

Качество изделий на этапе проектирования зависит от степени проработки технического задания и положенных в его основу результатов научно-исследовательских и экспериментальных работ, уровня проектно-расчетных работ, точного соответствия принимаемых решений требованиям стандартов и, наконец, от взаимодействия с другими службами предприятия, участвующими в изготовлении опытного образца. На этапе производства качество изделий обусловливается техническим уровнем и состоянием средств технологического оснащения и измерений, качеством сырья, материалов и комплектующих изделий, организацией их хранения, применением прогрессивных технологических методов изготовления изделия и соблюдением технологической дисци-

плины. Важным фактором повышения качества изделий является квалификация исполнителей — рабочих и инженерно-технического персонала. От качества их труда во многом зависит качество выпускаемых изделий.

В последние годы на многих предприятиях разработаны и внедрены системы управления качеством продукции, предусматривающие оценку труда исполнителей не только по количеству, но и по качеству; четкую организацию взаимодействия всех служб предприятия и контроля за уровнем качества изделия; моральное и материальное стимулирование исполнителей.

Установлены следующие группы показателей качества изделий: назначения, конструктивные, прочности и устойчивости к воздействию внешних факторов, надежности, технологичности конструкции, стандартизации и унификации, безопасности, эргономические, технической эстетики, патентно-правовые и др.

Показатели назначения характеризуют свойства изделия, которые определяют его основные функции и обуславливают область его применения. К показателям назначения гидравлических и пневматических устройств, например, можно отнести давление рабочей среды, подачу насоса, расход жидкости или газа, мощность и т. д.

Конструктивные показатели характеризуют конструктивные особенности изделия, обуславливающие возможность реализации в изделии комплекса его функциональных свойств. К конструктивным показателям, например, можно отнести массу привода, габаритные размеры изделия, степень герметичности соединений и т. д.

Показатели прочности и устойчивости к воздействию внешних факторов характеризуют свойства изделия сохранять работоспособность при воздействии внешних факторов (вибрации, температуры и т. д.). Под прочностью в данном случае понимают свойство изделия противостоять воздействию внешних факторов и выполнять свои функции после окончания их воздействия, под устойчивостью — свойство изделия выполнять свои функции при воздействии внешних факторов.

Показатели надежности характеризуют свойства безотказности, долговечности, ремонтопригодности и сохраняемости изделия.

Показатели технологичности конструкции характеризуют свойства изделия, которые обуславливают оптимизацию затрат материалов, средств, труда и времени при технологической подготовке производства (ТПП) и изготовлении изделия.

Показатели стандартизации и унификации характеризуют насыщенность изделий стандартными и унифицированными составными частями, а также уровень унификации с другими изделиями.

Показатели безопасности характеризуют конструктивно-технические особенности изделия, которые обуславливают безопас-

ность обслуживающего персонала. К показателям безопасности можно отнести, например, время срабатывания предохранительного клапана, электрическую прочность изоляции токоведущих частей электротехнических изделий приводов, с которыми возможно соприкосновение человека.

Эргономические показатели (ГОСТ 16456—70) характеризуют свойства изделия, которые учитывают комплекс свойств человека. К эргономическим показателям относятся гигиенические (уровень освещенности, температура, уровни шума и вибрации и др.), антропометрические (соответствие конструкции размерам и форме человеческого тела или его отдельным частям), физиологические, психофизические (соответствие конструкции изделия силовым возможностям человека, его скоростным, зрительным, слуховым и осязательным возможностям) и психологические (соответствие конструкции изделия возможностям восприятия и переработки информации человеком) показатели.

Показатели технической эстетики характеризуют художественную выразительность и оригинальность формы, целостность композиции, цветовые и декоративные решения, совершенство производственного исполнения изделия. К ним, например, относятся показатель тщательности покрытия и отделки поверхности, показатель чистоты выполнения сочленений, скруглений и сопрягающихся поверхностей, показатели четкости исполнения фирменных знаков.

Патентно-правовые показатели характеризуют степень обновления технических решений, использованных в изделии, их патентную защиту, а также возможность беспрепятственной реализации изделий в СССР и за рубежом. К патентно-правовым показателям относятся показатели патентной защиты и патентной чистоты. Если изделие содержит технические решения, которые могут быть признаны изобретением, то они должны быть своевременно защищены авторскими свидетельствами в СССР и патентами в других странах. В этом заключается суть патентной защиты. Изделие обладает патентной чистотой в отношении данной страны, если оно не содержит технических решений, подпадающих под действие патентов, исключительного права на изобретения, промышленные образцы, а также свидетельства на товарные знаки, которые зарегистрированы в этой стране.

Некоторые из перечисленных показателей легко можно изменить, но такие, как показатели технической эстетики и другие, определить непосредственно нельзя. В таких случаях используют косвенные методы — экспертные опросы и балльные оценки. Последний метод заключается в том, что каждому показателю по степени его важности для данного изделия присуждают соответствующие оценки, которые затем суммируют и подсчитывают общий итог. Отношение суммарного итога к общим затратам на изготовление и эксплуатацию изделия определяет *интегральный показатель качества*. Чем больше этот показатель, тем выше

качество изделия. Экспертами являются наиболее опытные специалисты, которые при оценке качества изделия руководствуются как выработанными в данной конкретной области науки общими представлениями о возможных вариантах технического, экономического или конструктивного решения изделия, так и собственным опытом.

§ 2.2. КОНСТРУКТИВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ПРИВОДАМ

Конструирование машин, аппаратуры и приборов — процесс творческий. Каждая конструкторская задача, как правило, имеет много решений. Опираясь на имеющиеся теоретические знания и практический опыт, конструктор должен выбрать из многих возможных решений одно, наилучшее. При этом ему приходится принимать во внимание часто противоречивые конструктивные требования к проектируемому изделию. Нередко правильное решение может быть принято только после проведения сравнительных технико-экономических расчетов по конструктивным вариантам.

Общие конструктивные требования к гидроприводам устанавливает ГОСТ 17411—72, а к пневмоприводам — ГОСТ 18460—73. Часть этих требований — общемашиностроительные, остальные обусловлены особенностями гидро- и пневмоприводов, в которых используется для передачи энергии рабочая среда под давлением. В связи с этим к гидравлическим и пневматическим изделиям предъявляют высокие *требования к герметичности и прочности*. В изделиях приводов не допускаются утечки рабочей жидкости или газа через неподвижные соединения (резьбовые, сварные и т. п.) и стенки деталей. Утечки рабочей среды через подвижные соединения ограничиваются при помощи уплотнительных устройств и обычно указывают в технических условиях на изделие.

Гидравлические и пневматические устройства должны быть прочными при пробном давлении не менее 1,5 номинального давления. Нормы и методы расчета на прочность стенок, днищ и крышек сосудов и аппаратов общего применения устанавливает ГОСТ 14249—73.

Детали приводов, подверженные коррозии вследствие воздействия рабочей жидкости или газа, должны быть изготовлены из конструкционных материалов, стойких к воздействию рабочих сред, или иметь защитные покрытия. Рекомендуется для прецизионных деталей типа золотников, дросселей и т. д., работающих при высоких давлениях, применять конструкционные материалы, не требующие защитных покрытий, например, сталь 12Х18Н9Т. Лакокрасочные покрытия поверхностей внутренних полостей изделий должны быть устойчивыми к рабочей жидкости или газу. Наружные необработанные поверхности изделий приводов, не имеющие защитных покрытий, должны быть загрунтованы, зашпатлеваны (при необходимости) и окрашены.

К конструктивным требованиям, предъявляемым к приводам, следует отнести также требования к массе изделий и, при необходимости, ее ограничению; габаритным, установочным и присоединительным размерам изделий; взаимозаменяемости изделия и их составных частей; составу комплектов запасных частей, инструментов и принадлежностей (ЗИП) и др. На корпусах гидравлических и пневматических устройств должны быть нанесены условные графические обозначения: стрелки, указывающие направление вращения валов (насосов, гидромоторов и пневмомоторов); стрелки, указывающие единственно правильное направление потока рабочей среды, проходящего через устройства (фильтры, обратные клапаны и т. д.).

Гидроприводы должны быть оборудованы устройствами для очистки рабочей жидкости от загрязнений, удаления воздуха из гидросистемы и контроля давления рабочей жидкости (или должны быть предусмотрены места для подключения средств контроля).

Пневмоприводы должны быть оборудованы устройствами для очистки воздуха от загрязнений (твердых частиц, масел, воды, кислот и т. д.), удаления компрессорного масла, конденсированной влаги и других загрязнений из мест их скопления, контроля давления рабочего газа (или должны быть предусмотрены места для подключения средств контроля), а также устройствами для снижения уровней шума и вибрации на рабочих местах до установленных нормами безопасности.

Конкретные виды гидроприводов и пневмоприводов проектируют исходя из определенных типов рабочей жидкости или газа. В связи с этим при конструировании прецизионных деталей гидроприводов рабочие зазоры изделий должны быть рассчитаны исходя из заданного интервала вязкости рабочей жидкости.

С целью *обеспечения чистоты* внутренних полостей гидравлических и пневматических устройств при их изготовлении и эксплуатации к приводам предъявляют следующие конструктивные требования. При выборе принципиальных схем следует отдавать предпочтение устройствам с элементами, мало чувствительными к загрязнению рабочих сред (например, клапанным распределителям по сравнению с золотниковыми). При выборе схемы компоновок составных частей сборочных единиц следует отдавать предпочтение схемам конструкций с регулировочными элементами, расположенными на наружных поверхностях изделия; схемам конструкций, обеспечивающим общую сборку изделия без промежуточной разборки узловых сборок и с минимальной механической обработкой в процессе сборки. С этой целью в конструкции изделий рекомендуется предусматривать устройства, обеспечивающие заданную точность относительного расположения составных частей (например, центрирующие, фиксирующие, компенсирующие и др.). Конструкция гидроприводов должна обеспечивать возможность осуществления закрытой заправки рабочей жидкости

при помощи заправочных устройств. В конструкторской документации на гидроприводы и гидравлические стенды должны быть указаны места отбора проб рабочей жидкости для контроля ее чистоты. Места отбора проб рабочей жидкости следует оборудовать клапанными распределителями для герметичного отбора проб рабочей жидкости или местами для их подключения.

При разработке изделий необходимо обращать внимание на создание оптимальных условий промывки деталей и сборочных единиц. Форма их поверхностей должна быть, по возможности, простой и обеспечивать удобство промывки и контроля чистоты. Параметр шероховатости R_a поверхностей деталей, находящихся в контакте с рабочей жидкостью в процессе эксплуатации, обычно назначают не более 20 мкм. Для удобства промывки деталей и сборочных единиц рекомендуется, по возможности, располагать большинство входных отверстий с одной стороны детали. При взаимном пересечении конструктивных элементов типа каналов, отверстий и т. п. следует избегать образования внутренних тупиковых зон, в которых при работе изделия могут накапливаться загрязнения, за исключением тех случаев, когда эти зоны специально предназначены для отстоя и удаления загрязнений, например в гидравлических баках и фильтрах. На чертежах деталей и сборочных чертежах должны быть указаны требования к удалению заусенцев и притуплению острых кромок, за исключением тех случаев, когда наличие острых кромок необходимо по условиям работы изделия. На чертежах сварных деталей должны быть указаны требования о недопустимости наличия окалины на поверхностях, находящихся в контакте с рабочей средой в процессе эксплуатации.

В технических условиях на изделия следует указывать на необходимость проведения следующих операций: размагничивания стальных деталей перед сборкой, обкатки гидро- и пневмомашин в соответствии с заданными режимами, консервации внутренних полостей гидравлических устройств методом заливки их рабочей жидкостью.

Подсоединительные каналы гидравлических и пневматических устройств после сборки должны быть закрыты транспортировочными герметичными крышками, заглушками или другими устройствами.

§ 2.3. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ О ПРОЧНОСТИ И УСТОЙЧИВОСТИ ПРИВОДОВ К ВОЗДЕЙСТВИЮ ВНЕШНИХ ФАКТОРОВ

Под воздействующими факторами понимают процессы, которые могут вызвать снижение или потерю работоспособности изделия при эксплуатации. К внешним воздействующим факторам (ВВФ) относятся механические, климатические и др. При анализе воздействия механических и климатических внешних факторов на изделия следует различать два понятия: прочность и устойчивость изделия.

Воздействие механических факторов. К механическим внешним факторам относятся вибрации, механические удары и действие линейных ускорений. Причины возникновения этих факторов: работа двигателей объектов (самолетов, автомобилей и т. д.), на которых установлены приводы; быстрое изменение скорости движения объектов при разгоне или торможении; плохие дороги при транспортировании приводов наземными транспортными средствами, а также случайные причины при разгрузке или погрузке, например удары.

Вибрации характеризуются следующими параметрами: амплитудами ускорения и перемещения; диапазоном частот; продолжительностью и направлением возмущающего воздействия. При постоянных источниках колебаний вибрации обычно имеют синусоидальный характер, т. е. рассматриваемая точка колебательного контура отклоняется от положения равновесия по синусоидальному закону и по тому же закону изменяются ее скорость и ускорение.

Механические удары могут быть однократного и многократного действия. Удар характеризуется пиковым ударным ускорением, длительностью действия ударного ускорения, числом и частотой ударов, а также направлением воздействия удара.

Линейные ускорения характеризуются их численными значениями, длительностью фронта ускорения, продолжительностью и направлением воздействия ускорения.

Вибрации влияют на прочность и устойчивость приводов, удары и ускорения, возникающие при транспортировании, — только на прочность приводов, а линейные ускорения — только на их устойчивость. Исходя из этого к приводам предъявляют следующие требования: по прочности к воздействию синусоидальной вибрации; по устойчивости к воздействию синусоидальной вибрации; по прочности к воздействию механических ударов; по устойчивости к воздействию линейных ускорений.

При вибрациях и механических ударах могут происходить усталостные изломы конструктивных элементов, потеря устойчивости привода (возникновение вынужденных механических колебаний выходного звена), резонансные явления в местах крепления (самосотвинчивание гаек, винтов и т. п.). На характеристики гидро- и пневмопривода удары практически не влияют ввиду кратковременности действия ударного импульса. Линейные ускорения могут оказывать влияние на характеристики приводов, увеличивая зоны нечувствительности, вызывая смещение нуля. На прочность изделия линейные ускорения практически не влияют ввиду их малой величины и малого времени действия. Основные пути повышения прочности и устойчивости приводов к воздействию механических факторов при проектировании — повышение жесткости конструкции, применение наиболее прочных конструкционных материалов и их покрытий, стопорение крепежных

деталей, а также применение различных виброизолирующих и амортизационных устройств.

Воздействие климатических факторов. К внешним климатическим факторам относятся атмосферное давление, температура среды, атмосферные конденсированные осадки (роса, иней) и др. В зависимости от районов ГОСТ 15150—69 устанавливает следующие исполнения изделий для районов: с умеренным климатом — У; с холодным климатом — ХЛ; с тропическим климатом — Т; обще-климатические исполнения — О; с умеренным холодным микроклиматом — М; с тропическим морским климатом — ТМ и т. д.

Исходя из анализа влияния климатических факторов на работу приводов к последним предъявляют следующие требования: по устойчивости к воздействию пониженного атмосферного давления, повышенной и пониженной температуры среды, атмосферных конденсированных осадков (росы и инея) и т. д.

Изменение температуры вызывает изменение физико-химических свойств материалов, их объема, твердости и упругих свойств. Например, резиновые уплотнения под действием низких и высоких температур теряют упругие свойства. Возможно разрушение лакокрасочных покрытий. При пониженной температуре увеличиваются потери энергии жидкости в гидроприводах, затрудняется пуск гидропривода в работу и, как следствие, снижается КПД гидропривода. Увеличение вязкости рабочей жидкости при низких температурах может вызвать заедание подвижных частей механизмов. В местах сопряжений материалов с разными температурными коэффициентами линейного расширения образуются зазоры или возникают местные напряжения. Из-за перепадов температуры нарушается герметичность соединений.

Степень воздействия температуры зависит от скорости ее изменения. Быстрое изменение температуры характерно для гидроприводов летательных аппаратов, где перепады температуры составляют 80°C при скорости изменения температуры до $50^{\circ}\text{C}/\text{мин}$.

Температура может также существенно влиять на электрические (электрический пробой, снижение сопротивления изоляции, потери магнитной энергии) и механические свойства электроэлементов приводов.

Разрушающее действие перепадов температуры усиливается при наличии высокой влажности воздуха. Абсолютной влажностью ($\text{г}/\text{м}^3$) называют массу водяного пара, находящегося в единице объема воздуха. На практике обычно используют понятие относительной влажности (%) — отношение фактической влажности к максимально возможной при данной температуре окружающей среды. При изменении температуры водяной пар может конденсироваться на поверхностях приборов и вступать во взаимодействие с материалами. При поглощении влаги электроизоляционными материалами и некоторыми пластмассами и наличии водяной пленки на поверхности электроизоляционных материалов

уменьшается электрическая прочность. На поверхности металлов возникает коррозия. Наличие различных металлов, способных образовать гальваническую пару, приводит к возникновению интенсивной коррозии.

Влага в атмосфере содержит не только пары воды, но и растворы солей и кислот. Осаждаясь на поверхности металла, влага образует пленку электролита, вступающего в химические воздействия с металлом. Происходит быстрое разрушение поверхности металла — коррозия.

При работе приводов в верхних слоях атмосферы важным климатическим фактором является *атмосферное давление*. С увеличением высоты над уровнем моря атмосферное давление быстро понижается. На уровне моря атмосферное давление равно 1013 гПа, а на высоте 10 000 м — 264 гПа. С понижением атмосферного давления ухудшается теплопроводность воздуха. В результате уменьшается отвод теплоты от нагревающих тел и повышается температура изделия. В этих условиях изделие должно быть рассчитано на работу при более высокой температуре, либо должны быть приняты дополнительные меры охлаждения.

Основные пути повышения устойчивости приводов к воздействию климатических факторов при проектировании — применение конструкционных материалов с меньшим температурным коэффициентом линейного расширения, применение специальных резиновых смесей для уплотнений, оборудование приводов принудительными теплообменными аппаратами, применение антикоррозионных и лакокрасочных покрытий.

§ 2.4. НАДЕЖНОСТЬ ПРИВОДОВ И СПОСОБЫ ЕЕ ПОВЫШЕНИЯ

Общие сведения. Надежностью называют свойство изделия выполнять заданные функции, сохраняя во времени значения эксплуатационных показателей в заданных пределах, соответствующих заданным режимам и условиям использования, технического обслуживания, ремонта, хранения и транспортирования (ГОСТ 13377—75). В теории надежности важную роль имеют определения состояний изделий и событий, заключающихся в переходе изделия из одного состояния в другое. Рассмотрим ряд понятий и определений.

Принято считать *работоспособным состоянием* (работоспособностью) такое состояние изделия, при котором оно способно выполнять заданные функции, сохранив заданные параметры в заданных пределах, установленных нормативно-технической документацией. Неработоспособным называется состояние изделия, при котором значение хотя бы одного заданного параметра, характеризующего способность выполнять заданные функции, не соответствует требованиям, установленным нормативно-технической документацией.

Исправным состоянием (исправностью) изделия называется такое его состояние, при котором изделие соответствует всем требованиям, установленным нормативно-технической документацией. Если изделие не соответствует хотя бы одному из этих требований, то оно находится в неисправном состоянии. Понятие *исправность* шире понятия *работоспособность*. Неисправное изделие может быть работоспособным и неработоспособным. Так, например, если нарушено лакокрасочное покрытие корпуса клапана, однако его параметры находятся в пределах нормы, то клапан считается неисправным, но в то же время работоспособным. Исправное изделие всегда работоспособно.

Следует различать понятия отказ и повреждение. *Повреждением* называют событие, заключающееся в нарушении исправности изделия или его составных частей вследствие влияния внешних воздействий, превышающих уровни, установленные в нормативно-технической документации на изделие. *Отказ* — это событие, заключающееся в нарушении работоспособности изделия. Повреждение может быть существенным и являться причиной отказа и не существенным, при котором работоспособность изделия сохраняется.

Еще одно важное понятие теории надежности — *пределное состояние* — состояние изделия, при котором его дальнейшая эксплуатация должна быть прекращена из-за неустранимого нарушения требований безопасности, неустранимого ухода заданных параметров за установленные пределы, неустранимого снижения эффективности эксплуатации ниже допустимого или необходимости проведения среднего или капитального ремонта.

В теории надежности все изделия подразделяют на ремонтируемые и неремонтируемые, восстанавливаемые и невосстанавливаемые. *Восстанавливаемым* называется изделие, работоспособность которого в случае отказа подлежит восстановлению в рассматриваемой ситуации. Если же в рассматриваемой ситуации восстановление работоспособности данного изделия при его отказе по каким-либо причинам признается нецелесообразным или неосуществимым, то изделие называется *невосстанавливаемым*. *Ремонтируемым* называется изделие, исправность и работоспособность которого в случае возникновения отказа или повреждения может быть восстановлена при определенных условиях. В противном случае изделие называется *неремонтируемым*. Неремонтируемое изделие всегда является невосстанавливаемым. Ремонтируемое изделие может быть как восстанавливаемым, так и невосстанавливаемым. Например, в условиях эксплуатации отказавший насос является изделием невосстанавливаемым, но на ремонтном заводе — уже восстанавливаемым.

Составные свойства надежности. Надежность является обобщенным (комплексным) свойством изделия, которое включает в себя в общем случае безотказность, долговечность, ремонтопригодность и сохраняемость.

Безотказность — свойство изделия непрерывно сохранять работоспособность в течение некоторого времени или некоторой наработки. Некоторые изделия работают непрерывно до тех пор, пока они сохраняют работоспособность. В таких случаях безотказность рассматривают за время, отсчитываемое от начала работы изделия и до отказа. Многие изделия, в том числе гидро- и пневмоприводы, работают с перерывами и для них удобно применять понятие *наработка*. Под наработкой понимают продолжительность или объем работы изделия. Например, для гидроцилиндров наработку можно определять как число двойных ходов поршня. К показателям безотказности изделий относятся вероятность безотказной работы, наработка на отказ и др.

Вероятностью безотказной работы $P(t)$ называют вероятность того, что в заданном интервале времени и в пределах заданной наработки не возникает отказ изделия, и определяют по формуле

$$P(t) = \frac{N - n(t)}{N}, \quad (2.1)$$

где N — число испытуемых изделий; $n(t)$ — число изделий, отказавших за время t .

Вероятность отказа определяют из выражения

$$Q(t) = 1 - P(t). \quad (2.2)$$

Для вероятности безотказной работы справедливы следующие соотношения:

$$0 < P(t) < 1; \quad P(t=0) = 1; \quad P(t=\infty) = 0. \quad (2.3)$$

Наработкой на отказ называют среднее значение времени безотказной работы ремонтируемого изделия между соседними отказами.

Долговечностью называют свойство изделия сохранять работоспособность до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонта. Долговечность — очень важное свойство восстанавливаемых изделий (насосов, гидромоторов, гидравлических и пневматических испытательных стендов и др.). К основным показателям долговечности изделий относятся средний срок службы, средний ресурс и гамма-процентный ресурс.

Срок службы — календарная продолжительность эксплуатации изделия до момента возникновения предельного состояния, оговоренного в технической документации. *Ресурс* — наработка изделия от начала эксплуатации или ее возобновления после ремонта до предельного состояния, оговоренного в технической документации.

Ремонтопригодностью называют свойство изделия, заключающееся в его приспособленности к предупреждению и обнаруже-

нию причин возникновения его отказов, повреждений и устранению их последствий путем проведения ремонтов и технического обслуживания. Ремонтопригодность — важное свойство восстанавливаемых изделий. Хорошая ремонтопригодность облегчает обнаружение места повреждения и, следовательно, сокращает время, затрачиваемое на поиск неисправности. Показатели ремонтопригодности изделий — вероятность восстановления в заданное время и среднее время восстановления.

Сохраняемостью называют свойство изделия непрерывно сохранять исправное и работоспособное состояние в течение и после хранения и транспортирования. Сохраняемость характеризует приспособленность изделия к заданным условиям хранения и транспортирования. Сохраняемость изделия характеризуется сроком сохраняемости, т. е. временем, в течение и после которого изделие, находящееся в заданных условиях хранения и транспортирования, удовлетворяет всем требованиям нормативно-технической документации.

Обеспечение надежности. Под обеспечением надежности изделия понимают совокупность организационно-технических мероприятий, направленных на достижение или поддержание заданных показателей надежности изделия. Обеспечение надежности изделия проводят на всех стадиях существования изделия: при проектировании, изготовлении и эксплуатации. Для всех этапов разрабатывают отдельные программы обеспечения надежности.

Принято считать, что надежность изделия закладывается в процессе проектирования и обеспечивается в процессе изготовления путем правильного выбора технологии производства и средств технологического оснащения, входного контроля материалов и комплектующих изделий, контроля режимов и условий изготовления, проведения испытаний на надежность и контроля готовых изделий. Надежность изделия поддерживается на стадии эксплуатации квалифицированным обслуживающим персоналом путем строгого выполнения требований инструкций по эксплуатации и проведением работ по техническому обслуживанию и ремонту изделий.

Способы повышения надежности при проектировании.

1. Выбор гидравлических и пневматических принципиальных схем с минимальным числом элементов, обеспечивающих выполнение технических требований, включая требования к показателям надежности.

2. Введение в конструкцию изделия элементов автоматики, например, применение принципа саморегулирования и самоустанавливающихся элементов конструкции, разработка гидро- и пневмосистем с дистанционным управлением.

3. Повышение стойкости изделий к внутренним и внешним воздействиям, например, выбор износостойких материалов, применение упрочняющей технологии, а также методов создания прочных и жестких конструкций сборочных единиц.

4. Применение средств защиты изделий от воздействия вредных факторов (охлаждение, герметизация соединений, применение антикоррозионных покрытий и т. д.).

5. Учет требований промышленной чистоты при проектировании (дополнительная отработка конструктивных элементов, внесение в конструкторскую документацию записей требований к чистоте рабочей жидкости и разработка специальных технологических приемов обработки, уменьшающих остаточную загрязненность деталей).

6. Применение стандартизованных и унифицированных изделий, проверенных и отработанных в условиях серийного производства и имеющих высокую надежность.

7. Обеспечение доступности составных частей приводов для осмотра, контроля, ремонта и замены; применение модульно-блочного принципа построения схемы и конструкции сложных изделий приводов.

8. Применение метода резервирования элементов и функциональных групп, например, установка в корпусе фильтра двух фильтроэлементов.

9. Постоянный контроль надежности на всех стадиях проектирования и отработки изделия.

10. Проведение испытаний в ужесточенных режимах с целью определения запасов работоспособности.

Пример 2.1. При испытаниях 200 гидромоторов по типовой программе нагрузок в течение 1000 ч был обнаружен отказ четырех гидромоторов. Определить вероятность безотказной работы и вероятность отказа гидромоторов за 1000 ч при типовой программе нагрузок.

Вероятность безотказной работы

$$P(1000) = \frac{N - n(t)}{N} = \frac{200 - 4}{200} = 0,98.$$

Вероятность отказа

$$Q(1000) = 1 - P(1000) = 1 - 0,98 = 0,02.$$

§ 2.5. ОТРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ПРИВОДОВ НА ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ

Существенное влияние на качество приводов оказывает технологичность их конструкций. В соответствии с ГОСТ 18831—73 под *технологичностью конструкции* изделия понимают совокупность свойств конструкции изделия, проявляемых в возможности оптимальных затрат труда, средств, материалов и времени при технологической подготовке производства, изготовлении, эксплуатации и ремонте. Технологичность конструкции конкретного изделия определяют в результате сравнения соответствующих показателей однотипных конструкций изделий того же назначения

при обеспечении установленных значений показателей качества и принятых условиях изготовления, эксплуатации и ремонта.

Главными факторами, определяющими требования к технологичности конструкции изделия, являются вид изделия, объем выпуска и тип производства (единичное, серийное и массовое). *Вид изделия* определяет главные конструктивные и технологические признаки, обуславливающие основные требования к технологичности конструкции. *Объем выпуска и тип производства* определяют степень технологического оснащения (технологического оборудования, технологической оснастки, средств механизации и автоматизации производственных процессов).

Порядок и правила отработки конструкций изделий на технологичность установлены стандартами Единой системы технологической подготовки производства (ЕСТПП). Отработку конструкций на технологичность проводят на всех стадиях разработки изделия при технологическом оснащении производства и изготавлении изделия. В нее входят:

обеспечение технологичности конструкции изделия при его проектировании (ГОСТ 14.203—73 и ГОСТ 14.204—73);

технологический контроль конструкторской документации в соответствии с ГОСТ 2.121—73;

внесение изменений в конструкторскую документацию, обеспечивающих достижение оптимальных показателей технологичности.

Обеспечение технологичности конструкций приводов при их проектировании производят конструкторы совместно с технологическими службами предприятия. *Оценка технологичности конструкции приводов и их составных элементов может быть качественной и количественной*. Качественная оценка (допустимо — недопустимо и т. д.) предшествует количественной оценке. Основными качественными характеристиками технологичности конструкции приводов являются взаимозаменяемость деталей и сборочных единиц, регулируемость, контролепригодность и инструментальная доступность конструкции.

Обеспечение технологичности конструкций сборочных единиц приводов. К сборочным единицам предъявляют ряд общих технологических требований. Сборочные единицы должны расчленяться на рациональное число составных частей. Это требование обеспечивает независимую параллельную сборку, сокращает цикл общей сборки изделия, улучшает условия сборки и контроля по составным частям приводов. Конструкции сборочных единиц должны иметь базовые составные части, которые являются основой для расположения остальных сборочных единиц. Базовые составные части должны обеспечивать возможность использования конструкторских баз в качестве технологических и измерительных. Компоновка составных частей сборочной единицы должна обеспечивать удобный доступ к местам, требующим контроля и

регулирования. Рациональной компоновке характерна компактность, сочетающаяся с удобствами сборки и технического обслуживания при эксплуатации.

Метод сборки (с полной, неполной и групповой взаимозаменяемостью; регулировкой компенсаторами; пригонкой) следует выбирать на основании расчета и анализа размерных цепей. В конструкции сборочных единиц необходимо предусматривать устройства, обеспечивающие заданную точность относительного расположения составных частей (центрирующие, фиксирующие, компенсирующие и др.). Эти устройства должны иметь простую конструкцию и свободный доступ для рабочего и контрольного инструмента.

Применение стандартных и унифицированных составных частей изделия существенно облегчает задачи обеспечения технологичности конструкции сборочных единиц.

Обеспечение технологичности конструкций деталей приводов. Конструкцию детали отрабатывать на технологичность следует комплексно, учитывая влияние технологии, вида и размеров исходной заготовки детали; каждого вида отработки в технологическом процессе изготовления; технологичности сборочной единицы, в которую эта деталь входит как составная часть. Необходимо стремиться к тому, чтобы форма и размеры заготовки были возможно более близкими к форме и размерам готовой детали. Из-за больших припусков коэффициент использования металла весьма невысок ($0,5$ — $0,7$), причем с уменьшением серийности производства он еще более снижается. В связи с этим часто целесообразнее выбрать более точный, хотя и более дорогой способ получения заготовок, например, заменить литье в земляную форму литьем в кокиль, свободную ковку — точной штамповкой либо вместо горячекатаных труб для гидроцилиндров применить цельнотянутые трубы (при этом последующая механическая обработка будет менее трудоемкой и более экономичной).

При обеспечении технологичности конструкции деталей окончательно решают вопросы, связанные с выбором конструкционных материалов. Физико-химические и механические свойства материала, жесткость детали, ее форма и размеры должны соответствовать требованиям технологии изготовления (включая процессы упрочнения, нанесения защитных покрытий и пр.).

Применение при конструировании деталей стандартных и унифицированных конструктивных элементов существенно облегчает задачи обеспечения технологичности их конструкции.

Во всех случаях проектирования уточняются вопросы взаимозаменяемости деталей. Размеры и поверхности деталей должны иметь соответственно оптимальные точности и шероховатости поверхностей, экономически и конструктивно обоснованные. Сопряжения поверхностей деталей различных квалитетов (классов) точности и шероховатости поверхностей должны соответствовать применяемым методам и средствам отработки.

Конструкции деталей должны обеспечивать возможность применения типовых технологических процессов их изготовления.

Для количественной оценки технологичности конструкции приводов применяют показатели технологичности (ГОСТ 14.202—73). Основные из них — трудоемкость изготовления и технологическая себестоимость, дополнительные — удельная материалоемкость (отношение массы изделия к номинальному значению основного параметра изделия), коэффициенты использования и применяемости материала, точности обработки, сборности и др.

§ 2.6. СТАНДАРТИЗАЦИЯ И УНИФИКАЦИЯ ПРИВОДОВ И ИХ ОСНОВНЫХ УСТРОЙСТВ

Большую роль в повышении качества приводов и их составных частей играет стандартизация, цели и задачи которой устанавливает ГОСТ 1.0—68. Из всех многочисленных задач стандартизации можно выделить следующие: установление норм и требований к приводам; развитие унификации и агрегатирования приводов; установление методов испытаний приводов и контроля их качества. Государственные и отраслевые стандарты в области приводов регламентируют:

термины и определения основных понятий объемного гидро- и пневмопривода;

основные параметрические ряды номинальных давлений, расходов жидкости, рабочих объемов насосов и гидромоторов и условных проходов;

общие технические требования к гидро- и пневмоприводам и основным устройствам приводов;

методы измерений параметров гидро- и пневмоприводов;

методы испытаний и оценки основных показателей приводов и их основных устройств;

правила выполнения гидравлических и пневматических схем.

Стандартизация в промышленности осуществляется различными методами, основные из которых — унификация, типизация и агрегатирование.

Под *унификацией* понимают метод стандартизации, направленный на рациональное сокращение многообразия типов конструкций, материалов, технологических процессов изготовления, размеров и других параметров изделий одинакового функционального назначения. При отработке конструкции деталей унификации подлежат посадочные соединения (по номинальным размерам, типу посадок и классу точности), резьбы (по диаметру, шагу, классу точности и размерам под ключ), шпоночные и шлицевые соединения (по диаметрам, формам шпонок и шлицев, посадкам и классам точности), зубчатые передачи (по модулям, типам зубьев и классам точности), фаски и галтели (по размерам и типам) и т. д. Унификация конструктивных элементов деталей позволяет сократить номенклатуру обрабатывающего, измерительного и монтаж-

ного инструмента. При унификации сборочных единиц целесообразно использовать в проектируемых изделиях составные части конструкций, отработанных на технологичность и освоенных в серийном производстве (принцип технологической преемственности). Унификация марок и сортамента материалов, крепежных деталей подшипников качения, уплотнительных колец и манжет и других деталей приводов облегчает снабжение завода-изготовителя материалами и покупными изделиями.

Под *типовизацией* понимают метод стандартизации, заключающийся в разработке и установлении типовых конструкций, технологических, организационных и других решений. Примером типализации конструкции является разработка ряда типоразмеров аксиально-поршневых насосов и гидромоторов (ГОСТ 17699—72 и ГОСТ 17701—72) с типовой конструкцией ходовой части. На базе типализации технологических процессов и оснастки построена Единая система технологической подготовки производства (ЕСТПП).

Практика показала, что внедрение типовых конструкций и технологических процессов является важнейшим условием для обеспечения успешной работы по унификации сборочных единиц и деталей.

Под *агрегированием* понимают метод стандартизации, направленный на создание машин, аппаратов и других изделий путем их сборки из ограниченного числа стандартных или унифицированных деталей и агрегатов, обладающих взаимозаменяемостью. Примером агрегирования является разработка модулей распределителей, включающих в себя отработанные унифицированные конструктивные элементы гидроаппаратуры.

Требования по стандартизации и унификации устанавливают в технических заданиях (ТЗ) в виде количественных показателей уровня стандартизации и унификации, а также в виде качественных требований по стандартизации и унификации. Уровень стандартизации и унификации приводов общего применения определяют по типовым методикам.

§ 2.7. БЕЗОПАСНОСТЬ КОНСТРУКЦИИ ПРИВОДОВ

При проектировании приводов большое внимание следует обращать на соответствие конструкторских решений установленным требованиям и нормативам по безопасности оборудования. В общем случае под безопасностью производственного оборудования понимают свойство оборудования сохранять безопасное состояние при выполнении заданных функций в определенных условиях в течение установленного времени.

Безопасность конструкции приводов и их элементов при проектировании обеспечивается (ГОСТ 12.2.003—74) предельным выбором принципиальных схем и безопасных элементов конструкции, выполнением эргономических требований, применением в конструкции средств защиты, включением требований к безопасности

оборудования в конструкторскую документацию, в том числе эксплуатационную.

Чтобы понять физический смысл требований к безопасности конструкции, необходимо прежде всего проанализировать возможные опасные и вредные производственные факторы, которые могут возникнуть в процессе испытаний и эксплуатации оборудования. Опасные факторы могут привести к травме работающего, вредные — к заболеванию. При проектировании приводов следует стремиться к устранению причин, способствующих возникновению опасных и вредных производственных факторов, а если это невозможно, то ограничивать их возможное воздействие до регламентированных уровней.

Общие требования безопасности к оборудованию гидроприводов и пневмоприводов соответственно регламентируют ГОСТ 12.2.040—79 и ГОСТ 12.3.001—73.

Детали и сборочные единицы приводов, работающие под избыточным давлением рабочей среды, должны быть рассчитаны на прочность.

Конструкционная прочность изделий определяется как прочностными характеристиками материала конструкции, так и прочностью их крепежных соединений. Расчет на прочность проводят для режимов с максимальными нагрузками. Трубопроводы приводов должны быть спроектированы таким образом, чтобы имелась возможность температурного удлинения труб без нарушения надежности и герметичности соединений. При применении гибких рукавов следует исключать возможность их скручивания и повреждения при трении о подвижные элементы приводов.

При разработке конструкции приводов необходимо выполнять *эргономические требования*. Усилия нажатия на органы управления (маховички, рычаги, кнопки и т. д.) не должны превышать значений, установленных нормативными документами. Органы ручного управления должны иметь надежное фиксирование в заданном положении, исключающее самопроизвольное включение. Переключение органов управления должно происходить плавно (без заеданий). На органах управления должны быть нанесены четкие надписи или символы, наглядно указывающие управляемый объект, к которому они относятся, его назначение и состояние (Включено, Отключено и т. п.), соответствующее данному положению органа управления. Обычно органы управления проектируют так, что для включения машины (аппарата) или увеличения скорости перемещения силового элемента оборудования следует поворачивать орган управления по часовой стрелке или перемещать вправо, вверх и на себя, а для выключения машины (аппарата) или уменьшения скорости перемещения поворачивать против часовой стрелки или перемещать влево, вниз и от себя.

Требования к средствам защиты, входящим в конструкцию. Средства защиты используют для предотвращения или уменьшения воздействия на работающих опасных и вредных производствен-

ных факторов. В зависимости от назначения средства защиты подразделяют на предохранительные, стопорные, тормозные, ограждающие, амортизационные, защитные, блокировки, средства автоматического контроля и сигнализации, средства дистанционного управления, знаки безопасности и специальные.

К предохранительным средствам защиты приводов прежде всего относятся предохранительные клапаны, предназначенные для защиты гидросистем и пневмосистем от разрушения при увеличении давления рабочих сред сверх допустимых значений. В приводах применяют также электрические (предохранители электроустановок) и механические предохранители, выполненные в виде слабых звеньев конструкции (срезные штифты, шпильки, фрикционные муфты и т. д.).

Стопорные средства защиты (стопоры) предназначены для остановки и фиксирования составных частей приводов в определенном положении. По принципу действия стопоры подразделяют на механические, электрические, гидравлические, пневматические и комбинированные. Механические стопоры широко применяют для фиксирования органов управления в заданных положениях. Все резьбовые соединения должны быть обеспечены надежными видами стопорения для предотвращения самоотвинчивания. Для предотвращения самопроизвольной расстыковки гидро- и пневморазъемов применяют стопорные кольца. Часто в приводах применяют механические (например, ограничители поворота люльки регулируемых аксиально-поршневых насосов и поворота запорно-регулирующих элементов гидро- и пневмоаппаратов), а также электрические (конечные выключатели) упоры. Гидравлические стопоры в виде нуль-установителей применяют в регулируемых аксиально-поршневых насосах с целью выставки люльки в исходное положение в момент пуска привода в работу. Широкое применение в приводах подъемно-транспортных машин получили гидрозамки, предназначенные для фиксирования выходных звеньев гидродвигателей в заданном положении.

Тормозные средства защиты в приводах нашли широкое применение в виде демпферов, например, в цилиндрах для торможения поршня при его подходе к крышке корпуса, а также в виде дросселей, предназначенных для регулирования частоты вращения гидро- и пневмомоторов или скорости перемещения штоков цилиндров в приводах с дроссельным регулированием.

Ограждающие средства защиты (кожухи, щиты, экраны и т. п.) применяют в приводах для ограждения открытых подвижных частей оборудования (соединительных вращающихся муфт), токоведущих частей электроустановок, доступных прикосновению; опасных зон испытательных стендов, предназначенных для испытаний приводов на прочность и герметичность.

Амортизаторы предназначены для смягчения ударов в конструкциях изделий (защиты их от вибрации и больших нагрузок). По принципу действия амортизаторы подразделяют на механиче-

ские, гидравлические и пневматические. В механических амортизаторах в качестве упругих элементов применяют пружины и резинотехнические изделия, а в гидравлических и пневматических — рабочие среды. Примером пневматических амортизаторов могут служить гидропневмоаккумуляторы, применяемые в гидроприводах как средства защиты от гидравлических ударов.

На этапе разработки приводов помимо выполнения рабочих чертежей разрабатывают технические условия (ТУ) на изделие. В соответствии с требованиями ГОСТ 1.26—77 ТУ должно включать раздел «Требования безопасности», в котором конкретно указывают требования к средствам защиты, допустимые уровни опасных и вредных производственных факторов, создаваемых оборудованием; требования по удалению и снижению опасных и вредных производственных факторов в местах их образования, требования электро-, пожаро- и взрывобезопасности, эргономические требования, а также требования к надписям и знакам безопасности (ГОСТ 12.4.026—76).

§ 2.8. МЕТРОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРИВОДОВ НА СТАДИЯХ ИХ РАЗРАБОТКИ

Одним из факторов, определяющих обеспечение требуемого уровня качества приводов, является состояние метрологического обеспечения предприятия (отрасли). В соответствии с ГОСТ 1.25—76 под *метрологическим обеспечением* понимают установление и применение научных и организационных основ, технических средств, правил и норм, необходимых для достижения единства и требуемой точности измерений. Эффективность управления, в том числе и управления качеством, зависит от наличия достоверной информации, отражающей состояние объекта управления. Измерение является основным источником получения объективной информации об объекте управления, качество которой зависит от метрологического обеспечения приводов и их составных элементов.

Научной основой метрологического обеспечения является *метрология* — наука об измерениях, методах и средствах обеспечения их единства и способах достижения требуемой точности.

Организационной основой метрологического обеспечения является метрологическая служба СССР, состоящая из государственной и ведомственных метрологических служб. На предприятиях имеются метрологические службы, например отделы главных метрологов, которые осуществляют руководство работами по метрологическому обеспечению в отделах, конструкторских бюро, лабораториях и цехах.

Метрологическое обеспечение проводят на всех стадиях существования изделий: разработки, производства и эксплуатации. Основные задачи метрологического обеспечения разработки приводов:

обеспечение взаимозаменяемости деталей и сборочных единиц и, в частности, выбор допусков и посадок гладких цилиндрических соединений с учетом погрешностей, допускаемых при измерении линейных размеров (ГОСТ 8.051—73);

установление номенклатуры измеряемых параметров проектируемых изделий и оптимальных норм точности измерений;

выбор или разработка средств измерений, обеспечивающих требуемую точность измерений;

разработка и аттестация современных методик измерений (ГОСТ 8.103—72).

Правила и нормы метрологического обеспечения установлены стандартами государственной системы обеспечения единства измерений (ГСИ), так, например, общие положения метрологического обеспечения подготовки производства устанавливает ГОСТ 8.054—73, основные положения метрологического обеспечения разработки нестандартизированных средств измерения — ГОСТ 8.326—78.

Заключительным этапом метрологического обеспечения разработки приводов является проведение *метрологического контроля и (или) экспертизы конструкторской документации*. Основные задачи метрологического контроля и экспертизы:

установление правильности наименований и обозначений физических величин и их единиц (см. приложение);

оценка конструкции с точки зрения возможности контроля необходимых параметров в процессе изготовления, испытания, эксплуатации и ремонта изделий (контролепригодности конструкции);

оценка правильности выбора средств измерений (оптимальность выбора класса точности, наличие в документации ссылки на технические условия средства измерения и т. д.);

оценка правильности выбора методик выполнения измерений.

Глава 3

СТАДИИ РАЗРАБОТКИ И ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ КОНСТРУКТОРСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

§ 3.1. ЗАДАЧИ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИХ И ОПЫТНО-КОНСТРУКТОРСКИХ РАБОТ

Основными видами проектных и конструкторских работ, выполняемых при создании гидравлических и пневматических машин, приборов и аппаратов, являются научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы.

Научно-исследовательские работы (НИР) при создании современных изделий проводят, когда решение принципиально новых задач требует глубоких и всесторонних теоретических и экспериментальных исследований. В общем случае НИР включают следующие этапы:

- разработку и согласование технического задания;
- изучение отечественной и зарубежной литературы по исследуемым вопросам;
- разработку общей методики и составление плана проведения работ;
- проведение теоретических исследований;
- составление перечня экспериментов с разработкой конкретных методик и схем экспериментальных установок,
- разработку, изготовление и испытания макетных и экспериментальных образцов;
- анализ результатов экспериментов и испытаний;
- составление научно-технического отчета.

Опытно-конструкторские работы (ОКР) выполняют после установления принципиальной технической возможности создания изделия с целью разработки и изготовления опытного образца. С введением в действие Единой системы конструкторской документации (ЕСКД) стадии разработки конструкторской документации распространяются и на ОКР. Установлены следующие стадии разработки: техническое задание, техническое предложение, эскизный проект, технический проект, разработка рабочей документации опытного образца. [13].

§ 3.2. РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКОГО ЗАДАНИЯ И ТЕХНИЧЕСКОГО ПРЕДЛОЖЕНИЯ НА ИЗДЕЛИЕ

Техническое задание (ТЗ) на изделие разрабатывают на основе результатов выполненных научно-исследовательских работ, анализа технического уровня отечественной и зарубежной техники,

а также на основе исходных требований заказчика. В разделах ТЗ указывают основное назначение изделия, область его применения, технические требования предъявляемые к разрабатываемому изделию, экономические показатели, выполнение необходимых стадий разработки конструкторской документации и ее состав, порядок контроля и приемки изделия (ГОСТ 15.001—73).

Техническое предложение разрабатывают, если это предусмотрено техническим заданием. Под техническим предложением понимают совокупность проектных конструкторских документов (пояснительная записка, схемы, чертежи общих видов и др.), содержащих технические и технико-экономические обоснования целесообразности разработки документации изделия (ГОСТ 2.118—73).

Технические предложения разрабатывают с целью выявления дополнительных или уточненных требований к изделию, которые не могли быть указаны в техническом задании. Это целесообразно делать на основе предварительной конструкторской проработки и анализа различных вариантов изделия.

На стадии выполнения технического предложения подбирают материалы, по результатам анализа технического задания разрабатывают техническое предложение, рассматривают и утверждают его.

На этапе подбора материалов сначала проводят тщательный анализ технического задания, а затем подбирают и изучают материалы, соответствующие тематике проектируемого изделия. На этом этапе проводят также сравнительный анализ существующих отечественных и зарубежных изделий — аналогов и устанавливают главные отличительные признаки проектируемого изделия по сравнению с существующими.

На этапе разработки выявляют варианты возможных решений, проводят сравнительную оценку и выбирают оптимальный вариант изделия. При выявлении возможных вариантов решений проводят их конструктивную проработку и устанавливают их особенности. Сравнительную оценку рассматриваемых вариантов изделия проводят по показателям качества изделия, которые на этом этапе определяют ориентировочно. Если для оценки необходимо проверить принцип работы различных вариантов изделия, то изготавливают макеты.

Выбор оптимального варианта должен быть подтвержден техническим и технико-экономическим обоснованием. Затем устанавливают дополнительные технические требования, предъявляемые к выбранному варианту.

Важным этапом разработки технического предложения является оформление проектных конструкторских документов. Всем конструкторским документам технического предложения присваивают литеру П.

Завершающий этап работ — согласование и утверждение технического предложения, которое является основанием для разработки эскизного проекта.

§ 3.3. РАЗРАБОТКА ЭСКИЗНОГО И ТЕХНИЧЕСКОГО ПРОЕКТОВ

Эскизный проект разрабатывают с целью установления принципиальных конструктивных решений, дающих общее представление о принципе работы и (или) устройстве изделия, когда это целесообразно сделать до разработки технического проекта или рабочей конструкторской документации (ГОСТ 2.119—73). В общем случае разработка эскизного проекта включает:

разработку принципиальных схем, гидравлические и пневматические расчеты;

конструктивную проработку изделия и его составных частей и предварительные расчеты на прочность, жесткость и т. п.;

изготовление и испытание макетов (при необходимости);

выполнение чертежей общих видов;

предварительное согласование габаритных, установочных и присоединительных размеров изделия;

предварительную оценку показателей качества изделия совместно со специалистами различных служб.

В комплект документов эскизного проекта входят следующие конструкторские документы: чертежи общего вида, габаритные чертежи, схемы, ведомость покупных изделий, ведомость эскизного проекта, пояснительная записка, расчеты и др. Конструкторским документом эскизного проекта присваивают литеру Э.

Эскизный проект после согласования и утверждения в установленном порядке служит основанием для разработки технического проекта или рабочей конструкторской документации.

Технический проект разрабатывают с целью выявления окончательных технических решений, дающих полное представление о конструкции изделия, когда это целесообразно сделать до разработки рабочей документации (ГОСТ 2.120—73). В общем случае разработка технического проекта включает:

окончательную разработку конструктивных решений с оформлением чертежей общих видов;

уточнение технических расчетов;

разработку, изготовление и испытание макетов;

анализ технологичности конструкции изделия;

оценку изделия в отношении его соответствия требованиям ergonomики и технической эстетики;

проверку соответствия принимаемых решений требованиям безопасности;

определение уровня стандартизации и унификации изделия;

проверку изделия на патентную чистоту и, при необходимости, оформление заявки на изобретения;

выявление номенклатуры покупных изделий и согласование применения покупных изделий;

согласование габаритных, установочных и присоединительных размеров;

разработку при необходимости рабочих чертежей.

В комплект документов технического проекта входят следующие конструкторские документы: чертежи общего вида, габаритные чертежи, схемы, ведомость покупных изделий, ведомость технического проекта, пояснительная записка и др. Конструкторским документам технического проекта присваивают литеру Т. Технический проект после согласования и утверждения в установленном порядке служит основанием для разработки рабочей конструкторской документации.

§ 3.4. РАЗРАБОТКА РАБОЧЕЙ КОНСТРУКТОРСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

Разработка рабочей документации является завершающей стадией разработки конструкторской документации, на которой выполняют следующие работы:

а) *разработку рабочей документации опытного образца* (опытной партии). Основой для выполнения рабочих чертежей деталей и сборочных чертежей изделия являются чертежи общего вида технического проекта. Затем по рабочим чертежам изготавливают опытные образцы изделия и подвергают их предварительным испытаниям. По результатам изготовления и предварительных испытаний опытного образца корректируют конструкторские документы и присваивают им литеру О. Положительные результаты предварительных испытаний служат основанием для представления опытных образцов на приемочные испытания. По результатам приемочных испытаний корректируют конструкторские документы и присваивают им литеру О₁. При последующих (повторных) изготовлениях и приемочных испытаниях опытного образца и соответствующей корректировке конструкторских документов им присваивают соответственно литеры О₂, О₃ и т. д.;

б) *разработку рабочей документации установочных серий*. Конструкторские документы передают на заводы для технологической подготовки производства (ТПП). Затем по чертежам изготавливают и испытывают установочную серию. По результатам изготовления, испытания и оснащения технологического процесса корректируют конструкторские документы и присваивают им литеру А;

в) *разработку рабочей документации уставновившегося серийного или массового производства*. На этой стадии изготавливают и испытывают головную (контрольную) серию. По результатам изготовления и испытания головной серии корректируют конструкторские документы и присваивают им литеру Б. После корректировки конструкторские документы считаются отработанными и проверенными в производстве изготовлением изделий по зафиксированному и полностью оснащенному технологическому процессу.

§ 3.5. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОНСТРУКТОРСКИХ ДОКУМЕНТАХ

Все конструкторские документы необходимо выполнять в соответствии с требованиями стандартов Единой системы конструкторской документации (ЕСКД). Полный перечень стандартов ЕСКД приводится в ежегодных указателях государственных стандартов в группе Т52. ГОСТ 2.102—68 устанавливает следующие основные виды конструкторских документов: чертежи деталей, сборочные чертежи, габаритные и монтажные чертежи, схемы, спецификации сборочных единиц, пояснительные записки и технические условия, программы и методики испытаний, расчеты, эксплуатационные и другие документы. При выпуске конструкторские документы подлежат контролю: техническому, технологическому и нормоконтролю. Технический контроль конструкторских документов проводят в конструкторских бюро конструкторы-разработчики и ведущие конструкторы. Технологический контроль конструкторской документации проводят в соответствии с требованиями ГОСТ 2.121—73. Под нормоконтролем понимают контроль соответствия разрабатываемой конструкторской документации нормам и требованиям, установленным стандартами и другими нормативно-техническими документами. Нормоконтроль проводят в соответствии с требованиями ГОСТ 2.111—68.

Единая система конструкторской документации направлена на создание единой обезличенной классификационной системы обозначений изделий и конструкторских документов. По этой системе каждому изделию и его конструкторскому документу присваивается самостоятельное обозначение (ГОСТ 2.201—80). Структура этого обозначения, состоящая из четырех частей, показана на рис. 3.1.

Первая часть обозначения — индекс предприятия-разработчика. Она состоит из четырех прописных букв русского алфавита, а также сочетания этих букв и арабских цифр, например: АБВГ, АБ4Г и т. д.



Рис. 3.1. Структура обозначения конструкторского документа

Вторая часть обозначения — децимальная классификационная характеристика, которую назначают по единому классификатору ЕСКД. Две первые цифры классификационной характеристики указывают класс, который объединяет изделия определенной отрасли техники по предметно-отраслевому принципу. Установлено примерно 40 классов по отраслям и самостоятельные классы для деталей и сборочных единиц общемашиностроительного применения. Каждый класс характеристики делится на 10 подклассов: 0 — документация; 1 — комплексы; 2, 3, 4, 5 и 6 — сборочные единицы и комплекты; 7, 8 и 9 — детали. Далее каждый подкласс по определенным признакам делится на 10 групп, каждая группа — на 10 подгрупп, каждая подгруппа — на 10 видов.

Третья часть обозначения — порядковый регистрационный номер, состоящий из трех цифр. Эти номера присваивают предприятия-разработчики конструкторских документов. Порядок назначения регистрационных номеров для групповых конструкторских документов устанавливает ГОСТ 2.113—75.

Четвертая часть обозначения — шифр документов, которые устанавливают для чертежей — ГОСТ 2.102—68, для схем — ГОСТ 2.701—76 и для эксплуатационных документов — ГОСТ 2.601—68.

Основные конструкторские документы (чертеж детали и спецификация сборочной единицы) шифра не имеют.

§ 3.6. ВЫПОЛНЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СХЕМ

Схемой называют конструкторский документ, на котором показаны в виде условных изображений или обозначений составные части изделия и связи между ними. ГОСТ 2.701—76 устанавливает следующие виды схем: электрические (шифр Э), гидравлические (Г), пневматические (П), кинематические (К), оптические (Л), вакуумные (В), газовые (Х) и комбинированные (С). В зависимости от основного назначения схемы подразделяют на структурные (шифр 1), функциональные (2), принципиальные (3), соединений (4), подключений (5), общие (6), расположения (7), прочие (8) и объединенные (0). Для гидро- и пневмоприводов применяют лишь три типа схем: структурные, принципиальные и схемы соединений. Полное наименование схемы определяется ее видом и типом, а ее шифр должен состоять из буквы, определяющей вид схемы, и цифры, обозначающей тип схемы, например: гидравлическая структурная схема — Г1, гидравлическая принципиальная схема — Г3, гидравлическая схема соединений — Г4. Комбинированной схемой, например, является электрогидравлическая принципиальная схема — С3.

Общие требования к выполнению схем. Схемы обычно выполняют без соблюдения масштаба. Действительное пространственное расположение составных частей изделий не учитывают или

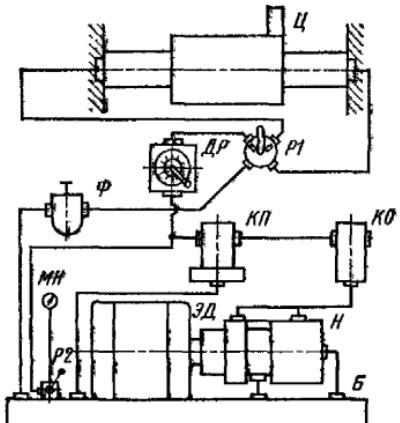
учитывают приближенно. Графические обозначения элементов следует располагать на поле схемы таким образом, чтобы получить линии связи наименьшей длины, а также наименьшее число их изломов и взаимных пересечений. Линии связи выполняют сплошными основными линиями толщиной от 0,2 до 1 мм в зависимости от формата схемы. На поле схемы допускается помещать различные технические данные, например технические требования, таблицы, диаграммы и т. п. Дополнительные требования к выполнению гидравлических и пневматических схем устанавливает ГОСТ 2.704—76.

Структурной схемой называют схему, определяющую основные функциональные части изделия, их назначение и взаимосвязи. Функциональные части изделия на схеме изображают в виде прямоугольников, а линии связи — сплошными основными линиями. На схеме необходимо указывать наименования каждой функциональной части изделия.

Принципиальной схемой называют схему, определяющую полный состав элементов и связей между ними и, как правило, дающую детальное представление о принципах работы изделия. Элементы и устройства на схеме изображают в виде условных графических обозначений, установленных ГОСТ 2.780—68, ГОСТ 2.781—68 и ГОСТ 2.782—68.

Каждый элемент (или устройство) на схеме должен иметь буквенно-цифровое позиционное обозначение, состоящее из буквенного обозначения (прописные буквы русского алфавита) и порядкового номера (начиная с единицы, в пределах группы элементов или устройств, которым на схеме присвоено одинаковое буквенное обозначение). Например, Р1, Р2, Р3 и т. д. (ГОСТ 2.704—76). Порядковые номера элементам следует присваивать в соответствии с последовательностью их расположения на схеме сверху вниз и слева направо. Если на схеме имеется только один элемент, то в этом случае допускается порядковый номер не ставить. Буквенно-цифровые обозначения проставляют на схеме рядом с условными графическими обозначениями элементов и устройств с правой стороны или над ними. Допускается линиям связи присваивать порядковые номера, начиная с единицы, как правило, по направлению потока рабочей среды. Порядковые номера дренажным линиям присваивают после номеров всех линий связи. Данные об элементах, изображенных на схеме, должны быть записаны в перечне элементов, который помещают на первом листе схемы, либо выполняют в виде самостоятельного документа. Элементы в перечень записывают в алфавитном порядке буквенных позиционных обозначений. В пределах каждой группы, имеющей одинаковые буквенные позиционные обозначения, элементы располагают по возрастанию порядковых номеров. В графе «Примечание» перечня элементов рекомендуется указывать технические данные элементов, например давление, подачу насоса, расход жидкости, тонкость фильтрации и т. п.

Рис. 3.2. Гидравлическая схема соединения гидропривода с дроссельным регулированием



Схемой соединений называют схему, показывающую соединение составных частей изделия и определяющую трубопроводы, которыми обеспечиваются эти соединения, а также места их присоединения. Элементы и устройства, а также соединения трубопроводов на схеме изображают в виде упрощенных внешних очертаний. Элементы и устройства на схеме допускается изображать

в виде прямоугольников, а соединения трубопроводов — в виде стандартных условных графических обозначений (ГОСТ 2.784—70). Трубопроводы на схеме изображают сплошными основными линиями. Упрощенные внешние очертания элементов выполняют линиями той же толщины, что и трубопроводы. На схеме около графических обозначений элементов и устройств указывают позиционные обозначения, присвоенные им на принципиальной схеме.

На рис. 3.2 показана гидравлическая схема соединений гидропривода с дроссельным регулированием.

§ 3.7. ВЫПОЛНЕНИЕ ПРОЕКТНЫХ И РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ

Чертежи в зависимости от стадии разработки подразделяют на проектные и рабочие. К проектным чертежам, например, относятся чертежи общего вида, которые выполняют на стадиях эскизного и технического проектов. К рабочим чертежам относятся чертежи деталей, сборочные, габаритные и др.

Чертежом общего вида (ВО) называют проектный конструкторский документ, определяющий конструкцию изделия и взаимодействие его основных составных частей и поясняющий принцип работы изделия. Требования к выполнению чертежей общего вида устанавливают ГОСТ 2.118—73, ГОСТ 2.119—73 и ГОСТ 2.120—73. Чертежи общего вида в общем случае должны содержать:

изображения изделия (виды, разрезы, сечения), текстовую часть и надписи, необходимые для понимания конструктивного устройства изделия, взаимодействия его составных частей и принципа работы изделия;

наименования и обозначения составных частей изделия, для которых необходимо указать данные или записи которых необходима для пояснения изображений чертежа и описания принципа работы изделия;

размеры и предельные отклонения основных сопрягаемых поверхностей;

технические требования к изделию [13].

Изображения на чертеже общего вида выполняют с максимальными упрощениями, предусмотренными стандартами ЕСКД. Наименования и обозначения составных частей изделия на чертеже общего вида указывают либо на полках линий-выносок, либо в таблице, размещенной на том же листе, что и изображение изделия. При наличии таблиц на полках линий-выносок указывают номера позиций составных частей, включенных в таблицу. Таблица, в общем случае, состоит из граф: «Поз.» — позиция, «Наименование», «Кол.» — количество и «Дополнительные указания». В графе «Дополнительные указания» при необходимости указывают сортамент материала, допуски и посадки, шероховатости поверхностей, сведения о термической обработке и т. д.

Чертежом детали называют основной конструкторский документ детали, содержащий изображения детали и другие данные, необходимые для ее изготовления и контроля. Чертеж детали шифра не имеет. Общие требования к чертежам деталей устанавливает ГОСТ 2.109—73. Чертеж детали должен содержать минимальное число видов, разрезов и сечений, но достаточное для определения ее формы и возможности простановки размеров. Деталь следует изображать на чертеже в положении, соответствующем ее установке на станке. В этом случае облегчается чтение чертежа рабочим при ее изготовлении. Детали типа валов и втулок, получаемые точением на токарных станках, изображают на чертежах деталей так, чтобы оси обрабатываемых цилиндрических поверхностей были параллельны основной надписи чертежа. На чертежах деталей указывают размеры, их предельные отклонения, допуски формы и расположения, шероховатость поверхностей и другие параметры, которые она должна иметь перед сборкой, т. е. в результате окончательного процесса изготовления.

Сборочным чертежом (СБ) называют конструкторский документ, содержащий изображения сборочной единицы и другие данные, необходимые для ее сборки (изготовления) и контроля. Общие требования к сборочным чертежам устанавливает ГОСТ 2.309—73. На сборочном чертеже все составные части сборочной единицы нумеруют в соответствии с номерами позиций, указанными в спецификации этой сборочной единицы. Номера позиций наносят на полках линий-выносок, проводимых от изображений составных частей.

Чертежи деталей и сборочные чертежи кроме изображений могут иметь текстовую часть, состоящую из технических требований и технических характеристик; надписи с обозначениями изображений и таблицы. На чертежах не допускается помещать технологические указания, кроме способов изготовления и контроля, если они являются единственными, гарантирующими требуемое качество изделия. Технические требования к изделиям, которые

должны быть записаны на полях чертежей, подлежащих предварительной группировке в порядке, установленном ГОСТ 2.316—68.

Габаритным чертежом (ГЧ) называют конструкторский документ, содержащий контурное (упрощенное) изображение изделия с габаритными, установочными и присоединительными размерами. Число видов на габаритном чертеже должно быть минимальным, но достаточным для того, чтобы дать исчерпывающее представление о внешних очертаниях изделия и о положениях его выступающих частей. Изображения на чертеже выполняют с максимальными упрощениями. Установочные и присоединительные размеры, необходимые для увязки с другими изделиями, должны быть указаны с предельными отклонениями.

§ 3.8. ОБОЗНАЧЕНИЕ ДОПУСКОВ И ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ НА ЧЕРТЕЖАХ

Допуски и посадки для гладких соединений. Для обеспечения международной унификации и взаимозаменяемости в СССР взамен национальной системы допусков и посадок, условно называемой Системой ОСТ, введена в действие Единая система допусков и посадок (ЕСДП) СЭВ. Разработаны рекомендации по внедрению СТ СЭВ 145—75 и СТ СЭВ 144—75, которые устанавливают общие понятия о допусках и посадках, терминологию, поля допусков и рекомендуемые посадки для гладких соединений [9].

Вместо классов точности системы ОСТ в ЕСДП СЭВ установлено 19 квалитетов: 01, 0, 1, ..., 17. Квалитеты 01, 0 и 1 предна-

Таблица 3.1

Приблизительное соответствие квалитетов ИСО классам точности ОСТ для размеров до 500 мм

Показатель		Назначение допуска														
		для размеров сопрягаемых деталей (для образования посадок)											для неответственных размеров (большие допуски)			
Число единиц допуска a		7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600		
Квалитет ИСО (IT)		5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17		
Класс точности по ОСТ	Основное отверстие	09	1	2	2a	—	3a	4	—	5	—	7	8	9	10	
	Основной вал	1	2	2a	—	3	—	3a	4	—	5	—	7	8	9	10

Приблизительное соответствие основных отклонений ЕСДП СЭВ и посадок в системе ОСТ

Посадка системы ОСТ		—	<i>Tx</i>	<i>Ш</i>	<i>Л</i>	<i>X</i>	<i>Д</i>	<i>A</i> <i>B</i> <i>C</i>	<i>П</i>	<i>Н</i>		
Основное отклонение по ЕСДП СЭВ	Вал	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>js</i>	<i>k</i>	
	Отверстие	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>F</i>	<i>G</i>	<i>H</i>	<i>J</i>	<i>K</i>	
Увеличение зазоров												
Посадка системы ОСТ		<i>T</i>	<i>Г</i>	<i>Пл</i>	<i>Пр</i>	<i>Гр</i>	—					
Основное отклонение по ЕСДП СЭВ	Вал	<i>m</i>	<i>n</i>	<i>p</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>
	Отверстие	<i>M</i>	<i>N</i>	<i>P</i>	<i>R</i>	<i>S</i>	<i>T</i>	<i>U</i>	<i>V</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>Z</i>
Увеличение натягов												

значены для концевых мер длины; квалитеты 2, 3 и 4 — для калибров и особо точных изделий; квалитеты 5—13 — для сопряжения деталей; квалитеты 14—17 — для свободных не сопрягающихся размеров. Приближенное соответствие квалитетов классам точности системы ОСТ приведено в табл. 3.1. В ЕСДП СЭВ отсутствуют ряды квалитетов, соответствующих допускам 3-го и 5-го классов точности системы ОСТ, которые занимают промежуточное положение соответственно между 8 и 9, 12 и 13 квалитетами.

Для образования посадок в ЕСДП СЭВ предусмотрено по 27 вариантов основных отклонений валов и отверстий. Основные отклонения отверстий обозначают прописными, валов — строчными буквами латинского алфавита. Основное отверстие обозначают буквой *H* (в системе ОСТ — *A*), а основной вал — буквой *h* (в системе ОСТ — *B*). Приближенное соответствие основных отклонений ЕСДП СЭВ и посадок в системе ОСТ приведено в табл. 3.2.

Поле допуска образуется сочетанием основного отклонения (положение поля допуска) и допуска (по квалитету). Условное обозначение поля допуска состоит из буквы, обозначающей основное отклонение, и числа, обозначающего квалитет, например: *H11* поле допуска отверстия; *h11* поле допуска вала.

Рекомендуемые замены посадок системы ОСТ посадками по СТ

Посадки с зазором

ОСТ	ЕСДП	ОСТ	ЕСДП	ОСТ	ЕСДП	ОСТ	ЕСДП
			$\begin{array}{ c } \hline H8 \\ \hline d9 \\ \hline \end{array}$			$\begin{array}{ c } \hline H11 \\ \hline aII \\ \hline \end{array}$	
$\frac{A}{III}$	$\frac{H7}{d8}$	$\frac{A_3}{III_3}$	$\begin{array}{ c } \hline H9 \\ \hline d9 \\ \hline \end{array}$	$\frac{A_4}{III_4}$			
			$\begin{array}{ c } \hline H8 \\ \hline d10 \\ \hline \end{array}$			$\begin{array}{ c } \hline H11 \\ \hline bII \\ \hline \end{array}$	
$\frac{A}{I}$	$\begin{array}{ c } \hline H7 \\ \hline e8 \\ \hline \end{array}$	—	—	$\frac{A_4}{I_4}$	$\begin{array}{ c } \hline H11 \\ \hline bII \\ \hline \end{array}$	—	—
			$\begin{array}{ c } \hline H9 \\ \hline f8 \\ \hline \end{array}$				
$\frac{A}{X}$	$\begin{array}{ c } \hline H7 \\ \hline f7 \\ \hline \end{array}$	$\frac{A_3}{X_3}$	$\begin{array}{ c } \hline H8 \\ \hline f9 \\ \hline \end{array}$	$\frac{A_4}{X_4}$	$\begin{array}{ c } \hline H11 \\ \hline dII \\ \hline \end{array}$	$\frac{A_5}{X_5}$	$\frac{H12}{bI2}$
			$\begin{array}{ c } \hline H9 \\ \hline e8 \\ \hline \end{array}$				
$\frac{A}{D}$	$\begin{array}{ c } \hline H7 \\ \hline g6 \\ \hline \end{array}$	—	—	—	—	—	—
			$\begin{array}{ c } \hline H9 \\ \hline h8 \\ \hline \end{array}$				
$\frac{A}{C}$	$\begin{array}{ c } \hline H7 \\ \hline h6 \\ \hline \end{array}$	$\frac{A_3}{C_3}$	$\begin{array}{ c } \hline H8 \\ \hline h9 \\ \hline \end{array}$	$\frac{A_4}{C_4}$	$\begin{array}{ c } \hline H11 \\ \hline hII \\ \hline \end{array}$	$\frac{A_5}{C_5}$	$\frac{H12}{hI2}$
			$\begin{array}{ c } \hline H8 \\ \hline h8 \\ \hline \end{array}$				
			$\begin{array}{ c } \hline H9 \\ \hline h9 \\ \hline \end{array}$				

Примечание. Обведены предпочтительные посадки.

Таблица 3.3

СЭВ 144—75 в системе отверстий для размеров от 1 до 500 мм

Посадки переходные		Посадки с натягом			
ОСТ	ЕСДП	ОСТ	ЕСДП	ОСТ	ЕСДП
$\frac{A}{H}$	$\boxed{\begin{array}{c} H7 \\ f_6 \end{array}}$	$\frac{A}{\Pi_\lambda}$	$\boxed{\begin{array}{c} H7 \\ p_6 \end{array}}$	$\frac{A_3}{\Pi r_3}$	$\frac{H8}{u_8}$
	$\frac{H7}{j_6}$		$\boxed{\begin{array}{c} H7 \\ r_6 \end{array}}$		$\frac{H8}{x_8}$
$\frac{A}{H}$	$\boxed{\begin{array}{c} H7 \\ k_6 \end{array}}$	$\frac{A}{\Pi p}$	$\frac{H7}{r_6}$	$\frac{H8}{z_8}$	$\frac{H7}{s_6}$
			$\boxed{\begin{array}{c} H7 \\ s_6 \end{array}}$		
$\frac{A}{T}$	$\frac{H7}{m_6}$	$\frac{A}{\Gamma p}$	$\frac{H7}{u_7}$	$\frac{H8}{u_8}$	
			$\frac{H7}{t_7}$		$\frac{H8}{x_8}$
—	—	—	—	—	—
$\frac{A}{\Gamma}$	$\boxed{\begin{array}{c} H7 \\ n_6 \end{array}}$	—	—	$\frac{A_3}{\Pi r_3}$	$\frac{H8}{s_7}$
					$\frac{H8}{s_8}$
					$\frac{H8}{u_8}$
					$\frac{H8}{x_9}$

Посадка образуется сочетанием полей допусков отверстия и вала. Условное обозначение посадки состоит из обозначения поля допуска отверстия (в числителе) и поля допуска вала (в знаменателе), например $\frac{H8}{e9}$ (по ОСТ $\frac{A_8}{X_9}$) в системе отверстия; $\frac{F8}{h9}$ (по ОСТ $\frac{X_8}{B_9}$) в системе вала.

Рекомендуемые замены посадок системы ОСТ посадками по СТ СЭВ 144—75 для размеров от 1 до 500 мм в системе отверстий приведены в табл. 3.3, составленной по рекомендации [9] с учетом применяемости посадок в области производства насосов и гидроаппаратуры.

В соответствии с ГОСТ 2.307—68 предельные отклонения линейных размеров могут быть указаны на чертеже одним из трех способов:

1) условными обозначениями полей допусков по СТ СЭВ 145—75, например, 18H7, 12e8;

2) числовыми значениями предельных отклонений, например, 18^{+0,018}; 12_{-0,059}^{0,032},

3) условными обозначениями полей допусков с указанием справа в скобках числовых значений предельных отклонений, например, 18H7^(+0,018), 12e8_(-0,059)^(-0,032).

На период внедрения ЕСДП СЭВ рекомендуется более широко применять последние два способа [9].

Не указанные предельные отклонения линейных размеров, кроме радиусов закругления и фасок, следует назначать либо по квалитетам от 12 до 17, приведенным в СТ СЭВ 144—75, либо по специальным классам точности, приведенным в СТ СЭВ 302—76, которые имеют условные наименования *точный*, *средний*, *грубый* и *очень грубый* (t_1 ; t_2 ; t_3 ; t_4).

Неуказанные предельные отклонения линейных размеров следует давать в технических требованиях на чертежах одной общей записью. При этом возможны четыре варианта записи:

1) односторонние предельные отклонения по квалитету ($-IT$ для размеров валов и $+IT$ для размеров отверстий) и симметричные предельные отклонения по классу точности ($\pm t/2$ для размеров элементов, не относящихся к отверстиям и валам);

2) односторонние предельные отклонения по классу точности ($-t$ для размеров валов и $+t$ для размеров отверстий) и симметричные предельные отклонения по классу точности ($\pm t/2$ для размеров элементов, не относящихся к отверстиям и валам); применение этого варианта не рекомендуется [9];

3) симметричные предельные отклонения по классу точности ($\pm t/2$ для всех размеров);

4) односторонние предельные отклонения по квалитету ($-IT$ для круглых размеров валов, $+IT$ для круглых размеров отверстий) и симметричные предельные отклонения по классу точности ($\pm t/2$ для всех остальных размеров).

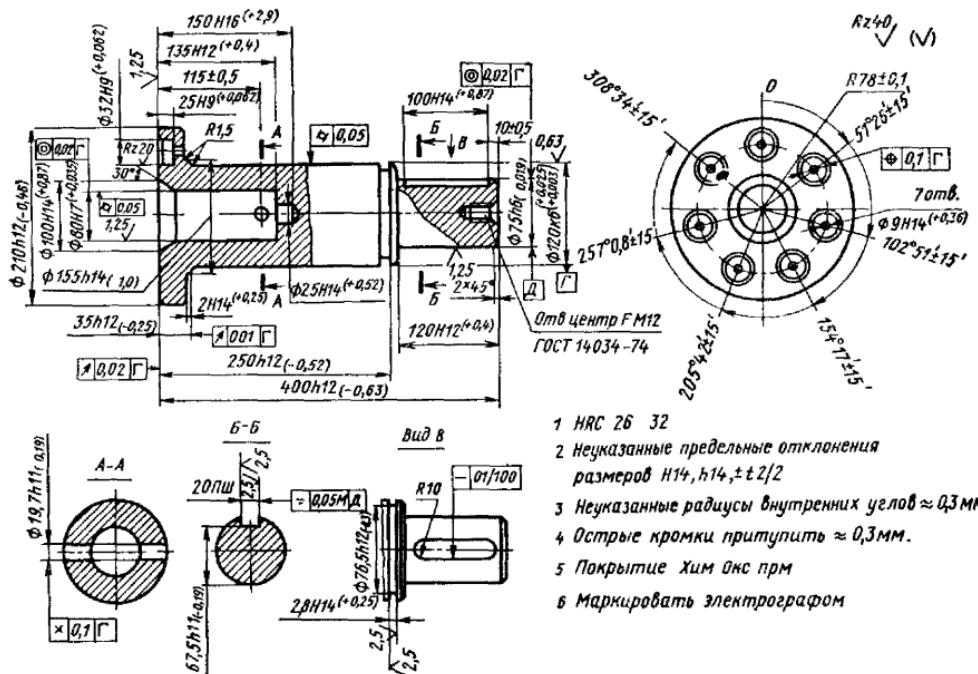


Рис 3.3. Чертеж вала

Пример записи в технических требованиях чертежа: Неуказанные пред. откл. размеров отверстий $H14$ валов $h14$, остальные $\pm t_2/2$ среднего класса точности или в сокращенной форме $H14$, $h14$, $\pm t_2/2$.

Численные значения предельных отклонений $\pm t/2$, $-t$ и $+t$ по классам точности приведены в информационном приложении СТ СЭВ 302—76.

На рис. 3.3 показан чертеж вала с примерами указаний предельных отклонений размеров.

Допуски формы и расположения поверхности. Правила указания на чертежах допусков формы и расположения поверхности устанавливает ГОСТ 2.308—79. В табл. 3.4 и 3.5 приведены знаки условных обозначений допусков, формы и расположения поверхности в соответствии с СТ СЭВ 368—76. Термины и определения допусков устанавливает СТ СЭВ 301—76. Знаки и числовые значения допусков вписывают в прямоугольную рамку допуска, разделенную на два или три поля в следующем порядке (слева направо):

в первом поле приводят знак допуска согласно табл. 3.4 и 3.5; во втором поле вписывают значение допуска в миллиметрах (степень точности допуска определяют по ГОСТ 10356—63);

в третьем поле, при необходимости, вписывают буквенные обозначения базы; базы обозначают буквами, не использованными на чертеже для других обозначений [13].

Знаки условного обозначения допусков формы поверхностей

Допуск	Знак	Пример указания на чертеже
Прямолинейности	—	
Плоскости		
Круглости	○	
Цилиндричности		
Профиля продольного сечения	=	

Рамку допуска, как правило, располагают в горизонтальном положении. Допускается располагать вертикально так, чтобы данные читались с правой стороны чертежа. Пересекать рамку допуска какими-либо линиями не допускается. Рамку допуска соединяют линией, оканчивающейся стрелкой, с контурной или выносной линией, продолжающей контурную линию элемента детали.

Шероховатость поверхностей. Правила нанесения обозначений шероховатости поверхностей на чертежах устанавливает ГОСТ 2.309—73. На рис. 3.4, а показана структура обозначения

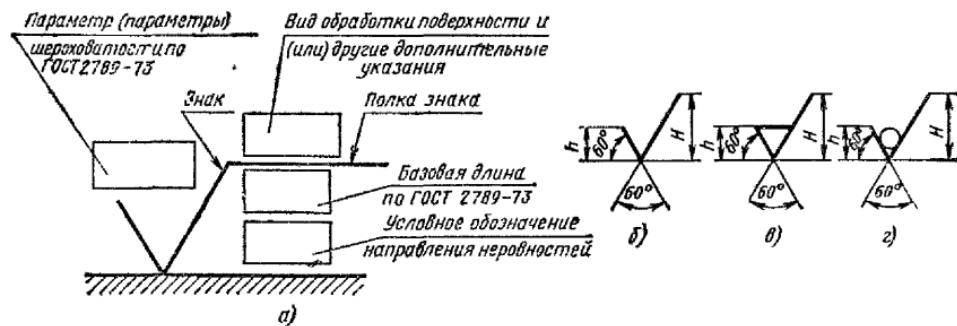
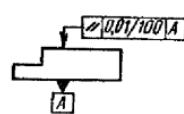
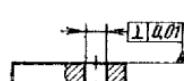
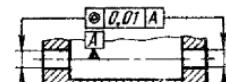
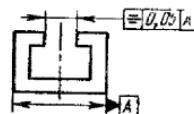
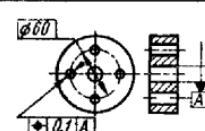
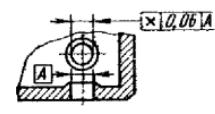
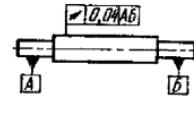
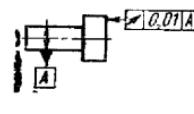


Рис. 3.4. Обозначение шероховатости поверхностей

Знаки условного обозначения допусков расположения поверхностей

Допуск	Знак	Пример указания на чертеже
Параллельности	//	
Перпендикулярности	⊥	
Соосности	○	
Симметричности	—	
Позиционный	○	
Пересечений осей	×	
Радиального биения *		
Торцового биения *	↗	

П р и м е ч а н и е. * — суммарный допуск формы и расположения поверхности

шероховатости поверхности. Вид обработки поверхности указывают в обозначении шероховатости только в случаях, когда он является единственным, применимым для получения требуемой шероховатости поверхности, например, при полировании, шабрении и т. д. Базовую длину в обозначении не указывают, если определение параметров шероховатости должно производиться в пределах нормированных базовых длин. Условные обозначения направления неровностей приводят на чертеже при необходимости. При наличии в обозначении шероховатости только значения параметра применяют знак без полки.

В обозначении шероховатости поверхности применяют один из знаков, показанных на рис. 3.4. Если вид обработки поверхности конструктором не установлен, то применяют знак, показанный на рис. 3.4, б. Если поверхность детали должна быть образована удалением слоя материала, например точением, фрезерованием и т. п., то применяют знак, приведенный на рис. 3.4, в. В обозначении шероховатости поверхности, которая должна быть образована без удаления слоя материала, например литьем, ковкой, объемной штамповкой и т. п., а также поверхности, не обрабатываемой по данному чертежу, применяют знак, показанный на рис. 3.4, г.

Ряды числовых значений параметров шероховатости (среднего арифметического отклонения профиля R_a ; высоты неровностей профиля по десяти точкам R_z и др.) в мкм устанавливает ГОСТ 2789—73. Значения параметров шероховатости указывают в обозначении: для параметра R_a — без символа, например 0,10; для стальных параметров — после соответствующего символа, например Rz 40.

Параметры шероховатости поверхности, мкм

Таблица 3.6

Класс шероховатости поверхности	R_a			R_z
	1	2	3	
1	50	80; 63; 40		320; 250; 200; 160
2	25	40; 32; 20		160; 125; 100; 80
3	12,5	20; 16,0; 10,0		80; 63; 50; 40
4	6,3	10,0; 8,0; 5,0		40; 32; 25; 20
5	3,2	5,0; 4,0; 2,5		20; 16; 12,5; 10,0
6	1,6	2,5; 2,0; 1,25		10,0; 8,0; 6,3
7	0,80	1,25; 1,00; 0,63		6,3; 5,0; 4,0; 3,2
8	0,40	0,63; 0,50; 0,32		3,2; 2,5; 2,0; 1,60
9	0,20	0,32; 0,25; 0,160		1,60; 1,25; 1,00; 0,80
10	0,10	0,160; 0,125; 0,080		0,80; 0,63; 0,50; 0,40
11	0,050	0,080; 0,063; 0,040		0,40; 0,32; 0,25; 0,20
12	0,025	0,040; 0,032; 0,020		0,20; 0,16; 0,125; 0,100
13	0,012	0,020; 0,016; 0,010		0,100; 0,080; 0,063; 0,050
14		0,010; 0,008		0,050; 0,040; 0,032

Числовые значения параметров шероховатости в зависимости от требований к поверхностям деталей могут быть указаны следующими тремя способами:

наибольшим значением параметра шероховатости, например 0,10;

номинальным значением параметра шероховатости с допустимыми отклонениями, которые указываются в процентах от номинальных значений. Отклонения выбираются из ряда 10, 20 и 40 и могут быть односторонними и симметричными, например $3,2^{+40\%}$ и т. д.;

диапазоном значений параметров шероховатости. При этом способе пределы значений параметра размещают в две строки. В верхней строке приводят значение параметра, соответствующее более грубой шероховатости, например $\frac{1,6}{0,8}$; $Rz \frac{80}{40}$ и т. д.

В табл. 3.6 приведены ряды значений параметров Ra и Rz . Предусмотрено три варианта для выбора параметров. Первый из них, наиболее предпочтительный, основан на применении ряда Ra из графы 2 табл. 3.6. Этот вариант позволяет получить шероховатость поверхности детали, полностью соответствующую шероховатости поверхности образцов сравнения (ГОСТ 9378—75), что обеспечивает наиболее эффективное применение этих образцов при контроле изделий. Если первый вариант не подходит, то следует применять второй (графа 3) и третий (графа 4) варианты из табл. 3.6. [8].

§ 3.9. ВЫПОЛНЕНИЕ ТЕКСТОВЫХ ДОКУМЕНТОВ

Общие требования к выполнению текстовых документов устанавливает ГОСТ 2.105—79. Содержание документа, при необходимости, разделяют на разделы и подразделы. Наименования разделов должны быть краткими и записаны в виде заголовков (в красную строку) прописными буквами. Наименование подразделов записывают в виде заголовков строчными буквами, кроме первой прописной. Переносы слов в заголовках не допускаются. Подчеркивать заголовки не следует. Разделы должны иметь порядковую нумерацию в пределах всего документа, подразделы — в пределах каждого раздела. Листы нумеруют в пределах всего документа. Текст документа должен быть кратким, четким и однозначным. В текстовых документах следует применять термины и определения, наименования и обозначения физических величин, и их единицы, установленные стандартами. Сокращение слов в тексте не допускается. Исключение составляют сокращения, общепринятые в русском языке, и сокращения, допускаемые ГОСТ 2.316—68. Все размещаемые в документе иллюстрации (рисунки, схемы, графики, диаграммы) должны иметь порядковую нумерацию в пределах всего документа, тематические наименования, а при необходимости и подрисуночный текст, соответствующий содержанию

иллюстрации. Номера позиций составных частей изделий, изображенных на рисунках, располагают последовательно по (против) часовой стрелке. Полосы, отверстия и элементы деталей типа буртиков, приливов и т. п. обозначают строчными буквами русского алфавита.

К текстовым конструкторским документам относятся спецификации сборочных единиц, пояснительные записки, технические условия на изделия, программы и методики испытаний, расчеты и другие документы (ГОСТ 2.106—68 и ГОСТ 2.108—68).

Спецификацией называют основной конструкторский документ сборочной единицы, комплекса или комплекта, определяющий их состав. В спецификацию в общем случае входят следующие разделы: документация, комплексы, сборочные единицы, детали, стандартные изделия, прочие изделия, материалы и комплекты. Наличие тех или иных разделов определяется составом специфицируемого изделия.

Пояснительной запиской (ПЗ) называют проектный конструкторский документ, содержащий описание устройства и принцип работы проектируемого изделия, а также обоснования принятых при его разработке технических и технико-экономических решений. В пояснительную записку в общем случае входят следующие разделы: введение, назначение и область применения проектируемого изделия, техническая характеристика, описание и обоснование выбранной конструкции, расчеты, подтверждающие работоспособность и надежность конструкции, описание организации работ с применением разрабатываемого изделия, ожидаемые технико-экономические показатели, оценка уровня стандартизации и унификации.

Техническим условием (ТУ) называют конструкторский документ, содержащий требования к изделию, его изготовлению, контролю, приемке и поставке, которые нецелесообразно указывать в других конструкторских документах. ТУ должны содержать вводную часть и разделы, расположенные в следующем порядке: технические требования, правила приемки, методы испытания, транспортирование и хранение, указания по эксплуатации (применению), гарантии поставщика (ГОСТ 2. 114—70).

Расчетом (РР) называют конструкторский документ, содержащий расчеты параметров, например, расчет на прочность, расчет размерных цепей и др. Расчеты на стадиях эскизного и технического проектов обычно совмещают с пояснительной запиской. Расчеты на стадии разработки рабочей документации оформляют отдельными документами. Порядок изложения расчетов определяется характером рассчитываемых величин. В общем случае РР должны содержать эскиз или схему рассчитываемого изделия, задачу расчета (с указанием того, что требуется определить при расчете), данные для расчета, расчет и заключение.

§ 3.10. ВЫПОЛНЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ДОКУМЕНТОВ

Эксплуатационные документы предназначены для изучения изделия и правил его эксплуатации (использование по назначению, транспортирование, хранение и техническое обеспечение). Эксплуатационная документация отличается полнотой информации об эксплуатационных свойствах изделия; четкостью построения материала; краткостью и ясностью изложения; наглядностью и, по возможности, красочностью схем и рисунков; конкретностью рекомендаций и выделением особо важных указаний; удобством пользования и хорошим внешним видом. Номенклатуру эксплуатационных документов устанавливает ГОСТ 2.601—68. К эксплуатационным документам относятся техническое описание (ТО), инструкции по эксплуатации (ИЭ), техническому обслуживанию (ИО), монтажу, пуску, регулированию и обкатке изделия на месте его применения (ИМ), формуляр (ФО), паспорт (ПС) и этикетка (ЭТ), ведомость ЗИП (ЗИ), учебно-технические плакаты (без шифра), ведомость эксплуатационных документов (ЭД) и прочие документы.

Техническое описание предназначено для изучения изделия и в него входят следующие разделы: введение, назначение, технические данные, состав изделия, устройство и работа изделия, контрольно-измерительные приборы, инструмент и принадлежности, размещение и монтаж, маркирование и пломбирование, тара и упаковка. При описании устройства конструкции изделия необходимо излагать материал просто и ясно. Рекомендуется описывать устройство в статике, т. е. в выключенном состоянии, например, когда насос не включен. Одновременно с описанием устройства основных элементов необходимо раскрыть назначение всех рабочих внутренних полостей и каналов, а также их взаимосвязь. При описании работы изделия рекомендуется больше обращать внимания на раскрытие физического смысла процессов, происходящих при работе изделия. Принцип работы изделия необходимо излагать при различных режимах его работы. Не рекомендуется при описании принципа работы одновременно излагать устройство изделия. Если же возникает в этом необходимость, то следует вернуться к описанию устройства и дополнить его.

Инструкция по эксплуатации предназначена для правильной эксплуатации изделия и поддержания его в постоянной готовности к действию. В инструкцию в общем случае входят следующие разделы: введение, общие указания, указания мер безопасности, порядок установки, подготовка к работе, порядок работы, измерение параметров, регулировка и настройка, проверка технического состояния, характерные неисправности и методы их устранения, техническое обслуживание, правила хранения и транспортирования. При описании работ, проводимых с изделием, все операции должны быть приведены в инструкции в технологической последовательности с указанием необходимых инструментов,

приборов и принадлежностей. В инструкции указывают виды технического обслуживания (повседневный осмотр, ТО-1, ТО-2 и т. д.), перечень работ, выполняемых при каждом виде обслуживания, периодичность обслуживания, а также указания, направленные на безопасность обслуживающего персонала. При изложении указаний по настройке, регулированию, проверке изделия смысловой глагол в повелительном наклонении в предложении должен стоять на первом месте, например. «Снимите... Включите ..» и т. д. Описание трудных и сложных приемов работы следует излагать с необходимой подробностью и иллюстрировать рисунками и схемами.

ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

§ 4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О РОТОРНЫХ ГИДРОМАШИНАХ

Под роторными гидромашинами понимают объемные роторные насосы и гидромоторы. В роторных гидромашинах подвижные элементы, образующие рабочие камеры, совершают вращательное или вращательное и возвратно-поступательное движения.

Роторные насосы, применяемые в объемных гидроприводах, предназначены для создания потока рабочей жидкости путем преобразования механической энергии в гидравлическую. Роторные гидромоторы являются объемными гидравлическими двигателями, которые предназначены для преобразования гидравлической энергии в механическую энергию выходного звена — вала. Роторные гидромашины имеют три основных рабочих элемента: *ротор, статор и замыкатель* (вытеснитель). Ротор насоса вращается синхронно с валом приводящего двигателя. Замыкатели совершают строго циклическое движение, период которого пропорционален частоте вращения ротора. Рабочие процессы в роторных гидромашинах происходят в рабочих камерах (пространство объемной гидромашины, ограниченное рабочими поверхностями рабочих элементов, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщающееся с местами входа и выхода рабочей жидкости). Рабочий цикл состоит из следующих процессов: в насосах — всасывания и вытеснения (нагнетания), в гидромоторах — нагнетания и вытеснения. Разделение рабочих процессов осуществляется посредством распределения рабочей жидкости, которое может быть торцовым, цапфенным, клапанным и клапанно-щелевым.

Роторные гидромашины подразделяются по следующим признакам: по возможности регулирования рабочего объема — на регулируемые и нерегулируемые; по направлению потока рабочей жидкости — с постоянным и реверсивным потоком; по числу рабочих циклов, совершаемых за один оборот вала, — одно-, двух- и многократного действия; по конструкции — щестеренные, пластинчатые и поршневые (радиально-поршневые и аксиально-поршневые). Роторные гидромашины (кроме машин с клапанным распределением) могут быть обратимыми объемными гидромашинаами, это значит, что они могут работать как в режиме насоса, так и в режиме гидромотора.

Основные параметры роторных насосов и гидромоторов. Под *рабочим объемом* V_0 гидромашины понимают разность наибольшего и наименьшего значений замкнутого объема за один оборот вала насоса или гидромотора. Чем больше рабочий объем, тем больший объем рабочей жидкости вытесняет насос за один оборот вала. Чем больше рабочий объем гидромотора, тем больший объем рабочей жидкости необходим для поворота его вала на один оборот. Единица рабочего объема в СИ м^3 . Ряды номинальных рабочих объемов насосов и гидромоторов регламентированы ГОСТ 13824—80.

Под *номинальным давлением* $p_{\text{ном}}$ гидромашины (на выходе насоса и на входе гидромотора) понимают наибольшее давление, при котором гидромашина должна работать в течение установленного срока службы с сохранением параметров в пределах установленных норм. Номинальные давления устанавливает ГОСТ 12445—80.

Частотой вращения n называют величину, равную числу полных оборотов за единицу времени. Частоту вращения определяют по формуле $n = 1/\tau$, где τ — время, в течение которого совершается один полный оборот.

Размерность частоты вращения $\dim n = T^{-1}$. Единица частоты вращения в СИ с^{-1} . Секунда в минус первой степени — частота равномерного вращения, при которой за время 1 с совершается один оборот вала. Время наравне с с^{-1} допускается применение единицы частоты вращения, выраженной в об/с и об/мин.

Под *номинальной частотой вращения* $n_{\text{ном}}$ понимают наибольшую частоту вращения, при которой гидромашины должны работать в течение установленного срока службы с сохранением параметров в пределах установленных норм. Номинальную частоту вращения насосов с приводом от электродвигателей обычно принимают равной номинальной частоте вращения асинхронных электродвигателей. Ряды номинальных частот вращения устанавливает ГОСТ 12446—80.

Давление на входе в насос (давление всасывания) — минимальное давление на входе в насос, обусловленное явлением кавитации жидкости.

Объемная подача — это отношение объема подаваемой рабочей среды ко времени. Объемную подачу Q , $\text{м}^3/\text{с}$, определяют по формуле

$$Q = V_0 n, \quad (4.1)$$

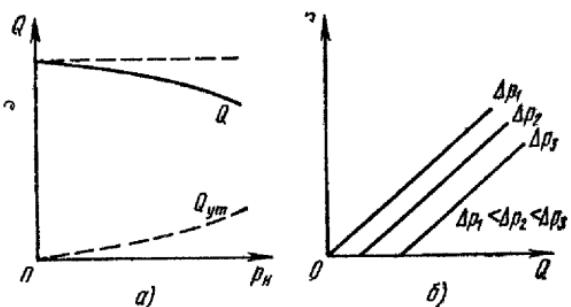
где n — частота вращения, с^{-1} .

Крутящий момент на валу гидромотора, $\text{Н}\cdot\text{м}$:

$$M = \frac{N}{\omega} = \frac{\Delta p Q}{2\pi n} = \frac{1}{2\pi} V_0 \Delta p = 0,159 V_0 \Delta p, \quad (4.2)$$

где Δp — перепад давлений, Па.

Рис. 4.1. Характеристики насоса (а) и гидромотора (б)



Характеристикой насоса называют зависимость подачи насоса от давления нагнетания при постоянной частоте вращения вала (рис. 4.1, а). Подача насоса $Q = f(p_n)$ при увеличении давления нагнетания p_n уменьшается, что объясняется увеличением утечек $Q_{ут}$ в насосе. Таким образом, наклон характеристики обусловлен величиной утечек. В качестве характеристики можно также использовать зависимость подачи насоса от частоты вращения вала при постоянном давлении нагнетания.

Характеристика гидромотора — зависимость частоты вращения вала n от расхода Q при постоянном перепаде давлений. На рис. 4.1, б показано семейство характеристик при различных перепадах давлений Δp . Каждая характеристика представляет собой практически прямую линию. При $\Delta p = 0$ гидромотор работает в режиме холостого хода (давление на выходе равно нулю) и характеристика проходит через начало координат. При повышении давления нагнетания увеличиваются утечки в гидромоторе, и их компенсация осуществляется при минимальной частоте вращения вала.

Неравномерность подачи насоса оценивают коэффициентом пульсации, характеризующим отношение изменения мгновенной подачи насоса к среднему значению подачи:

$$k_p = \frac{Q_{\text{мг. max}} - Q_{\text{мг. min}}}{Q_{\text{мг.ср}}}, \quad (4.3)$$

где $Q_{\text{мг. max}}$ и $Q_{\text{мг. min}}$ — соответственно максимальное и минимальное значения мгновенной подачи насоса; $Q_{\text{мг.ср}} = (Q_{\text{мг. max}} + Q_{\text{мг. min}})/2$ — среднее значение подачи.

Пульсирующий характер подачи с амплитудой $A = Q_{\text{мг. max}} - Q_{\text{мг. min}}$ и частотой, пропорциональной числу замыкателей и частоте вращения, вызывает пульсацию давления. Однако пульсация давления определяется еще несовершенством разделения рабочих процессов, не учитывающего переменности коэффициента сжимаемости рабочей жидкости и явлений, происходящих в рабочей камере при переходе от одного процесса к другому во время рабочего цикла. Амплитуда пульсации давления вследствие инерционных свойств рабочей жидкости и ее высокого модуля объемного сжатия, как правило, значительно превышает амплитуду неравномерности подачи. Пульсация давления вызывает вибрацию элементов гидропривода, может привести к усталостному разрушению его элементов.

При работе насоса не весь теоретически вытесняемый объем жидкости поступает в напорную линию: часть жидкости теряется вследствие утечек и перетечек по зазорам в рабочей камере и по распределительным устройствам.

Коэффициент подачи K_Q определяют как отношение фактической подачи насоса, измеренной при определенных давлениях, вязкости жидкости и прочих параметрах, влияющих на объемные потери, к его идеальной подаче, определяемой как сумма фактической подачи и подачи насоса, расходуемой при объемных потерях в насосе:

$$K_Q = \frac{Q_n}{Q_n + Q_{\text{пот}}}, \quad (4.4)$$

где Q_n — фактическая подача насоса; $Q_{\text{пот}}$ — суммарные теоретические и фактические объемные потери.

При проведении приемо-сдаточных испытаний насоса определяют снижение подачи насоса при номинальном давлении в напорной линии Q_n к подаче насоса Q_0 при минимальном давлении (холостой ход) в напорной линии. Отношение этих подач называют *объемным КПД*:

$$\eta_V = \frac{Q_n}{Q_0}. \quad (4.5)$$

Так как Q_0 очень незначительно отличается от теоретической идеальной подачи Q_t , практически $Q_t = Q_n + Q_{\text{пот}}$, то $\eta_V \approx K_Q$.

Поскольку подача насоса прямо пропорциональна частоте вращения, а утечки по зазорам практически не зависят от частоты вращения, объемный КПД при уменьшении частоты вращения от номинальной может снизиться до нуля, а при повышении частоты вращения может увеличиваться до тех пор, пока не появятся кавитационные явления в рабочих камерах насоса. С этого момента с увеличением частоты вращения объемный КПД насоса будет понижаться. С увеличением же давления объемные утечки в насосе возрастают, а объемный КПД уменьшается.

Полезная мощность насоса $N_{\text{пол}}$, Вт, — это мощность, сообщаемая насосом рабочей жидкости:

$$N_{\text{пол}} = pQ, \quad (4.6)$$

где p — давление, Па; Q — подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$.

Мощность насоса N_n — это мощность, потребляемая насосом от приводного двигателя:

$$N_n = \frac{N_{\text{пол}}}{\eta}, \quad (4.7)$$

где η — полный (общий) КПД насоса.

Полный КПД насоса показывает, какую долю составляет полезная мощность насоса от мощности насоса, поэтому $\eta = N_{\text{пол}}/N_n$. Можно записать

$$\eta = \eta_V \eta_{\text{мех}}, \quad (4.8)$$

где $\eta_{\text{мех}}$ — механический КПД.

Механический КПД насоса определяется механическими потерями энергии, связанными с затратой энергии на преодоление трения движущихся частей насоса, трения этих частей о жидкость, трения жидкости о стенки каналов и местных сопротивлений, внутреннего трения частиц между собой.

§ 4.2. ШЕСТЕРЕННЫЕ НАСОСЫ

Шестеренным насосом называют роторный насос с рабочими камерами, образованными рабочими поверхностями зубчатых колес, корпуса и боковых крышек.

По виду зубчатого зацепления шестеренные насосы подразделяют на насосы с внешним и внутренним зацеплением. На рис. 4.2 показана конструктивная схема наиболее распространенного шестеренного насоса с внешним зацеплением. Ведущая шестерня 1 и ведомая шестерня 3 размещены в расточках корпуса 2, который имеет полости всасывания *A* и нагнетания *B*. Рабочая камера образуется ротором — ведущей шестерней 1 с валом 7, статором-корпусом 2 и боковыми крышками 4 и 5 и замыкателем — ведомой шестерней 3 с осью 6 [5, 7].

Принцип работы насоса заключается в следующем. При вращении шестерен зубья выходят из зацепления в полости *A* и в ней создается вакуум, так как при выходе из зацепления объем полости увеличивается на удвоенный объем пространства между зубьями. Под действием разности давлений в баке и полости *A* жидкость из бака поступает в полость *A* и заполняет освободившееся пространство. Вращающиеся шестерни переносят эту рабочую жидкость в полость *B*. При входе зубьев в зацепление рабочая жидкость вытесняется зубьями и поступает в напорную линию.

Обычно не вся жидкость вытесняется в полость нагнетания. Часть жидкости по радиальным зазорам (между расточкой корпуса и наружным диаметром шестерни) и торцевым зазорам (между торцами шестерен и боковыми крышками) перетекает в полость всасывания, а часть жидкости запирается при зацеплении шестерен во впадинах между зубьями. Так как зацепление зубьев шестерен происходит на длине, большей одного шага, то вначале происходит сжатие запертого объема жидкости (рис. 4.3) от *AB* до *BC* вследствие уменьшения объема между соседними изгибами, а во второй половине расширение от *BC* до *CD*.

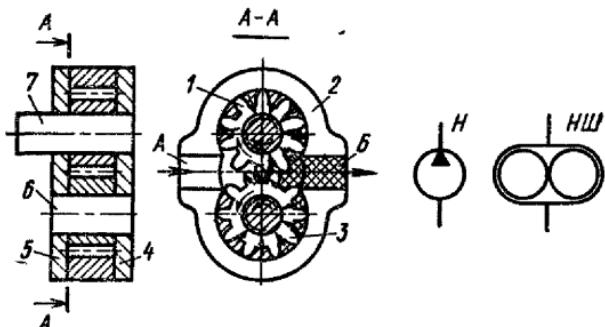
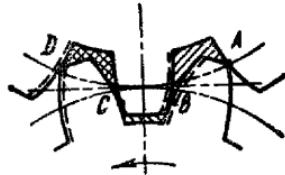


Рис. 4.2. Шестеренный насос

Рис. 4.3. Образование запертого объема шестеренного насоса



При малых зазорах в зацеплении и хорошем контакте между зубьями давление в запертом объеме резко увеличивается, что может привести к поломке насоса. Для устранения резкого увеличения давления (для разгрузки) предусматривают каналы на нерабочих поверхностях зубьев для нереверсивных машин, во впадинах шестерен и на боковых крыльях. Рабочий объем шестеренного насоса определяют по формуле

$$V_0 = \pi D_h h b = 2\pi m^2 z b, \quad (4.9)$$

где D_h — начальный диаметр шестерни, $D_h = mz$; h — высота зуба, $h = 2m$; m — модуль зацепления; z — число зубьев шестерни; b — ширина венца шестерни.

Это выражение справедливо при допущении, что объем впадин между зубьями равен объему зубьев. Подачу насоса определяют по формуле (4.1).

Опыт проектирования показывает, что число зубьев шестерни следует выбирать меньшим ($z = 6 \dots 16$), а модуль большиим (при этом значительно уменьшаются габариты насоса). Ширину венца шестерни обычно принимают равной ($3 \dots 6$) m .

Так как параметры, определяющие рабочий объем шестеренного насоса, — величины постоянные, то шестеренные насосы нерегулируемые.

Насос подает рабочую жидкость неравномерно: мгновенная подача насоса — периодическая функция угла α поворота вала ведущей шестерни (рис. 4.4). Коэффициент пульсации подачи рабочей жидкости определяют по формуле

$$k_p = 1,25 \frac{\cos^2 \alpha_\omega}{z}, \quad (4.10)$$

где α_ω — угол зацепления; $\alpha_\omega = 20^\circ$; z — число зубьев.

Частота колебаний подачи пропорциональна частоте вращения и числу зубьев шестерни. Период колебаний подачи определяется временем поворота шестерни на угол, соответствующий одному шагу:

$$T = \frac{1}{nz}. \quad (4.11)$$

Неравномерность подачи вызывает пульсацию давления и отрицательно сказывается на работе насоса и гидропривода, создавая вибрации. Таким образом, для уменьшения пульсации подачи необходимо увеличивать число зубьев.

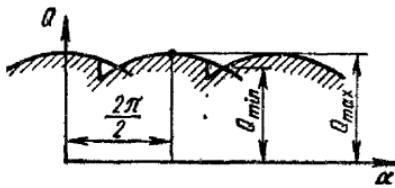
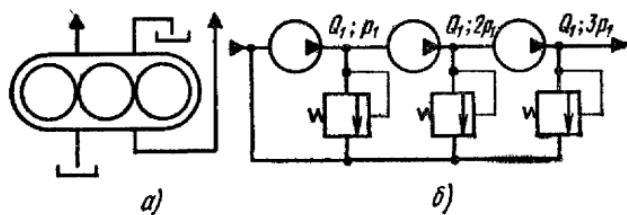


Рис. 4.4. График колебания подачи шестеренного насоса

Рис. 4.5. Схемы многошестеренных (а) и многоступенчатых (б) шестеренных насосов



Крутящий момент на валу насоса определяют по формуле

$$M = m^2 z b (p_n - p_b), \quad (4.12)$$

где p_n — давление на выходе из насоса; p_b — давление на входе в насос.

Под действием давления нагнетания возникает радиальная сила, которая воспринимается опорами осей и вала. Считая, что изменение давления по периметру шестерни подчинено линейному закону, можно определить радиальную силу по формуле

$$R_d = (0,6 \dots 0,7) b D_r \Delta p, \quad (4.13)$$

где D_r — наружный диаметр шестерни, $D_r = D_n + 2m$; $\Delta p = p_n - p_b$.

Для увеличения подачи насоса или получения нескольких независимых потоков жидкости применяют многошестеренные насосы с тремя (рис. 4.5, а) и более шестернями, размещенными в одном корпусе с одной ведущей шестерней. Для получения потока с большим давлением применяют многоступенчатые насосы — последовательное соединение нескольких насосов (рис. 4.5, б). Для выравнивания подачи насосов устанавливают переливные клапаны.

Корпуса шестеренных насосов изготавливают из чугуна, стали или алюминия. Для изготовления шестерен используют легированные стали (20Х, 40Х, 18ХН13А и др.) с применением цементации и закалки или азотирования. Боковые крышки выполняют, как и корпуса, из чугуна и стали, иногда из бронзы [5].

При выборе материалов для изготовления деталей шестеренного насоса необходимо учитывать их температурное расширение, которое при неправильном выборе может привести к заеданию шестерен.

Пример 4.1. Определить основные размеры шестеренного насоса, имеющего следующие рабочие параметры: подача $Q = 30$ л/мин; номинальное давление $p = 2$ МПа; частота вращения $n = 1000$ об/мин; $z = 10$; $\eta_V = 0,94$; $\eta_{\text{мех}} = 0,95$.

Теоретическая подача

$$Q_t = \frac{Q}{\eta_V} = \frac{30}{0,94} = 31,9 \text{ л/мин.}$$

Рабочий объем насоса определяем из формулы (4.1):

$$V_0 = \frac{Q_r}{n} = \frac{31,9 \cdot 10^3}{1000} = 31,9 \text{ см}^3.$$

Принимаем по ГОСТ 13824—68 $V_0 = 32 \text{ см}^3$.

Приняв $z = 10$; $b = 4\text{m}$, определим модуль зацепления

$$m = \sqrt[3]{\frac{V_0}{2\pi z b}} = \sqrt[3]{\frac{32}{2\pi \cdot 10 \cdot 4}} = 0,503 \text{ см.}$$

По ГОСТ 9563—60 принимаем $m = 5 \text{ мм}$, тогда начальный диаметр шестерни

$$D_H = mz = 5 \cdot 10 = 50 \text{ мм.}$$

Ширину шестерни определяем из формулы для рабочего объема (4.9):

$$b = \frac{V_0}{\pi D_H^2 m} = \frac{32}{\pi \cdot 5^2 \cdot 0,5} = 20,2 \text{ мм.}$$

Полезная мощность насоса

$$N_{\text{пол}} = Qp = \frac{30 \cdot 2}{60} = 1 \text{ кВт.}$$

Мощность насоса (приводная)

$$N_H = \frac{N_{\text{пол}}}{\eta_V \eta_{\text{мех}}} = \frac{1}{0,94 \cdot 0,95} = 1,12 \text{ кВт.}$$

§ 4.3. ПЛАСТИНЧАТЫЕ НАСОСЫ И ГИДРОМОТОРЫ

Пластинчатым насосом называют роторный насос с рабочими камерами, образованными рабочими поверхностями ротора, статора, двух смежных пластин и боковых крышек [5,7].

На рис. 4.6 показаны конструктивная схема пластинчатого насоса однократного действия и его условное графическое обозначение в схемах. Насос состоит из вала 3, статора 1 и ротора 2, в пазах которого расположены пластины 4. Статор расположен эксцентрично ротору (e — эксцентризитет). На боковых крышках корпуса имеются два окна: всасывающее A и нагнетающее B . Размер перемычки ab между окнами должен быть не больше углового размера между двумя соседними пластинами.

Принцип работы насоса заключается в следующем. Во время работы насоса пластины постоянно прижимаются к статору помимо пружин центробежными силами. Из-за наличия эксцентризитета они совершают сложное движение: врачаются вместе с ротором и совершают возвратно-поступательное движение в пазах. При вращении ротора, например по часовой стрелке, рабочие камеры, расположенные слева от вертикальной линии, сообщаются со всасывающим окном A . Их объемы увеличиваются, возникает вакуум и рабочая жидкость под действием перепада давлений поступает из бака и заполняет

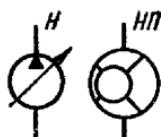
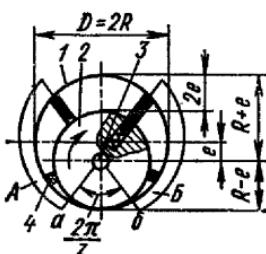


Рис. 4.6. Пластинчатый насос однократного действия

Рис. 4.7. Пластинчатый насос двукратного действия

рабочие камеры. Так происходит *процесс всасывания*. В зоне перемычек между окнами объемы рабочих камер не изменяются. Рабочие камеры насоса, расположенные справа от вертикальной линии, сообщаются с нагнетающим окном *Б*. Их объемы уменьшаются, и находящаяся в них рабочая жидкость вытесняется через окно *Б* на выход из насоса и далее в напорную линию. Так происходит *процесс нагнетания*.

Рабочий объем V_0 пластинчатого насоса однократного действия определяют по формуле

$$V_0 = 2e(2\pi R - zs)b, \quad (4.14)$$

где e — эксцентриситет; R — радиус ротора; z — число пластин; s — толщина пластины; b — ширина пластины.

Рабочий объем насоса регулируют, изменяя эксцентриситет. Путем смещения статора можно получать различные значения эксцентриситета по обе стороны от ротора, что позволяет осуществлять реверс подачи насоса.

Подачу насоса определяют по формуле (4.1).

Для разгрузки опор ротора от радиальных сил, возникающих от действия давления, применяют пластинчатые насосы двукратного действия (рис. 4.7). При вращении ротора по часовой стрелке всасывание рабочей жидкости происходит через диаметрально расположенные окна всасывания *B1* и *B2*, а вытеснение через окна *H1* и *H2*. Так как давление жидкости действует на диаметрально противоположные стороны ротора, то опоры ротора разгружены от давления жидкости. Для обеспечения поджима пластин к статору по кольцевой проточке *A* подается жидкость из напорной полости.

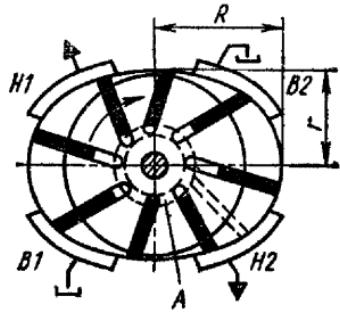
Рабочий объем пластинчатого насоса двукратного действия

$$V_{дв} = 2\pi b(R^2 - r^2), \quad (4.15)$$

где R — большая полуось статора; r — радиус ротора.

При определении рабочего объема насоса не учтен объем, занимаемый выдвигающимися частями пластин. Как видно из формулы (4.15), пластинчатые насосы двукратного действия являются нерегулируемыми насосами. Подачу насоса определяют по формуле (4.1).

Схема работы *пластинчатого гидромотора* показана на рис. 4.8. Крутящий момент на валу гидромотора создается в процессе нагнетания (при подводе рабочей жидкости под давлением



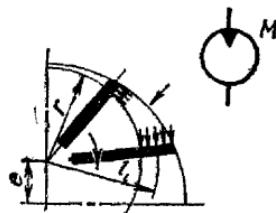


Рис. 4.8. Схема работы пластинчатого гидромотора

в рабочую камеру) в результате разности давлений на две смежные пластины:

$$M_t = p(S_1 l_1 - S_2 l_2),$$

где p — давление рабочей жидкости; S_1, S_2 — рабочая площадь пластин; l_1, l_2 — плечо действия равнодействующей сил давления.

Полный крутящий момент равен сумме составляющих моментов рабочих камер, соединенных с окном нагнетания, и определяется по формуле (4.2):

$$M = \sum M_t. \quad (4.16)$$

Одновременно при вращении ротора в рабочих камерах, соединенных с другим окном, происходит вытеснение рабочей жидкости из рабочих камер.

Самый нагруженный элемент пластинчатой гидромашины — пластина. Усилие прижатия пластины к статору без учета сил трения определяется силами

$$R_{\text{пл}} = P + P_{11} + P_{12}, \quad (4.17)$$

где $P = pbs$ — равнодействующая сила давления жидкости, действующего на торец пластины шириной b и толщиной s ; $P_{11} = m\omega^2$ — сила от центростремительного ускорения пластины массой m с центром масс на радиусе r ; $P_{12} = m\omega^2$ — сила от ускорения пластины при движении по профилю статора.

Контактное напряжение, возникающее при прижатии пластины к статору, равно

$$\sigma = \frac{R_{\text{пл}}}{bs}. \quad (4.18)$$

Для обеспечения работоспособности пластины изготавливают из быстрорежущих инструментальных сталей типа Р18 с закалкой до $HRC 60-64$, обработкой холодом, а затем полированием. Эти стали сохраняют механические свойства при нагреве до 400°C . Размеры пластины имеют допуски по $g6$ или $f7$, шероховатость поверхности $R_a = 0,20 \text{ мкм}$.

Чтобы уменьшить трение и защемление пластин в пазах, пластины располагают под углом $7-15^{\circ}$ к радиусу в сторону вращения ротора. Вылет пластины не должен превышать $0,3-0,4$ полной ее высоты.

Статоры пластинчатых насосов изготавливают из легированных сталей, например ШХ15, и являются прецизионными деталями, так как имеют очень точную профилированную внутреннюю поверхность. Шероховатость поверхности профиля $R_a = 0,1 \text{ мкм}$. После закалки до $HRC 60-64$ и обработки холодом для стабилизации размеров шлифуют по копиру.

Роторы изготавливают из стали 20Х с закалкой до HRC 59—62. Шероховатость поверхностей боковых торцов $Ra = 0,025$ мкм, пазов $Ra = 0,20$ мкм. Пазы в роторе обрабатываются посадке $H7$.

Боковые крышки изготавливают из стали 20Х с цементацией и закалкой до HRC 59—62. Корпуса изготавливают из серого чугуна СЧ 21-40 [5].

§ 4.4. РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ И ГИДРОМОТОРЫ

Радиально-поршневым насосом называют поршневой насос, у которого рабочие камеры образованы рабочими поверхностями поршней и цилиндров, а оси поршней расположены перпендикулярно оси блока цилиндров или составляют с ней угол более 45° .

Конструктивная схема радиально-поршневого насоса однократного действия показана на рис. 4.9. Статор 1 расположен эксцентрично относительно ротора 2 (e — эксцентриситет). В цилиндрах, радиально расположенных в роторе, находятся поршни 3, которые опираются сферической головкой на опорную поверхность статора. Оси цилиндров расположены в одной плоскости и пересекаются в одной точке. Распределение рабочей жидкости осуществляется неподвижным цапфенным распределителем 4, в котором A — всасывающая и B — нагнетающая полости, ab — перемычка. Вал 5 жестко соединен с ротором 2.

Принцип работы насоса заключается в следующем. При вращении ротора, например по часовой стрелке, поршни совершают сложное движение — они врачаются вместе с ротором и движутся возвратно-поступательно в своих цилиндрах так, что постоянно контактируют с направляющей статора. Поршни прижимаются к статору центробежными силами, давлением жидкости (при наличии подпитки) и иногда пружинами. В рабочих камерах, расположенных выше горизонтальной линии, поршни перемещаются в направлении от цапфенного распределителя 4. Рабочие камеры соединены со всасывающей полостью A . Так как объемы рабочих

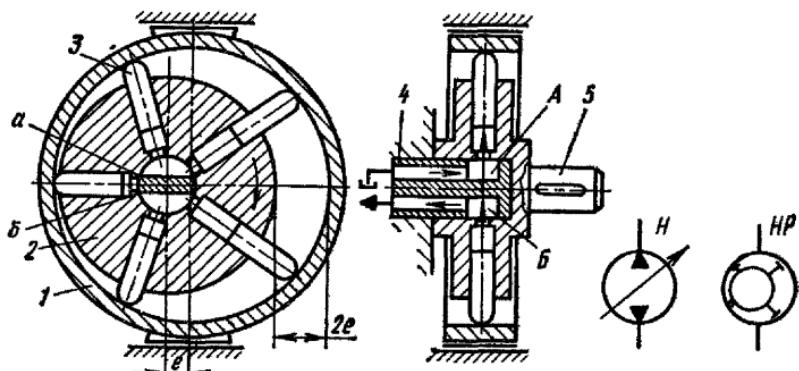
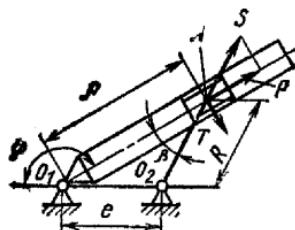


Рис. 4.9. Радиально-поршневой насос однократного действия

Рис. 4.10. Схема вращающейся кулисы



камер увеличиваются, то рабочая жидкость заполняет их объемы. Так, происходит *процесс всасывания*. На участке перемычек *ab* цапфенного распределителя поршни не совершают поступательного движения и, следовательно, объемы рабочих камер не изменяются. Рабочие камеры расположенные ниже горизонтальной линии, соединены с полостью нагнетания *B*. Поршни в этих камерах перемещаются в направлении к цапфенному распределителю и вытесняют рабочую жидкость из рабочих камер на выход из насоса. Так происходит *процесс нагнетания*.

Для увеличения рабочего объема радиально-поршневые насосы делают иногда многорядными. Оси поршней располагают в нескольких параллельных плоскостях. К полостям *A* и *B* в этом случае подводят, как правило, для уменьшения скоростей потока по два канала.

Некоторые расчеты. В основу кинематики радиально-поршневого насоса положена схема вращающейся кулисы (рис. 4.10), которая включает неподвижный кривошип O_1O_2 , шатун O_2A , ползун (поршень) и направляющую (цилиндр) O_1A . Точка O_1 соответствует оси ротора, точка O_2 — оси опорной поверхности статора; $O_1O_2 = e$.

При вращении направляющей вокруг точки O_1 ползун совершает два движения: вращательное вокруг точки O_1 и возвратно-поступательное по направляющей (вдоль радиуса). Положение поршня в любой момент времени определяется углом φ и переменным радиусом

$$\rho = R \cos \beta + e \cos (180 - \varphi). \quad (4.19)$$

Практически угол β мал, поэтому $\cos \beta \approx 1$ и

$$\rho = R - e \cos \varphi. \quad (4.20)$$

Ход поршня определяется выражением $x = e(1 - \cos \varphi)$, полный ход поршня $x = 2e$.

Изменение радиуса ρ при вращении определяет относительную скорость v_n перемещения поршня по цилиндру:

$$V_n = \frac{dx}{dt} = e \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} = e\omega \sin \varphi, \quad (4.21)$$

где ω — угловая скорость ротора — направляющей.

Мгновенная подача поршнем рабочей жидкости определяется произведением площади поршня S_n на относительную скорость v_n :

$$q_{mg} = S_n v_n = S_n e \omega \sin \varphi. \quad (4.22)$$

Для радиально-поршневого насоса с числом поршней z мгновенная подача насоса

$$Q_\varphi = \sum q_{\text{мр}} = S_n e \omega (\sin \varphi_1 + \sin \varphi_2 + \dots + \sin \varphi_k) = \\ = S_n e \omega \sum \sin \varphi_i, \quad (4.23)$$

где $\varphi_1 = \varphi; \varphi_2 = \varphi + \frac{2\pi}{z}; \varphi_3 = \varphi + 2 \frac{2\pi}{z}; \dots; \varphi_k < \pi$.

Следовательно, радиально-поршневой насос обеспечивает неравномерную подачу рабочей жидкости (рис. 4.11). Амплитуда колебания подачи уменьшается с увеличением числа поршней, причем больше при четном числе поршней, чем при нечетном.

Практически коэффициент пульсации, %, определяют по формулам:

для нечетного числа поршней

$$k_{\text{п.н}} = \frac{125}{z^2}; \quad (4.24)$$

для четного числа поршней

$$k_{\text{п.ч}} = \frac{500}{z^2}. \quad (4.25)$$

Неравномерность подачи вызывает пульсацию давления нагнетания и может привести к колебаниям на выходных звеньях гидропривода и разрушению трубопроводов.

Рабочий объем радиально-поршневого насоса однократного действия

$$V_0 = S_n h z k = S_n 2 e z k, \quad (4.26)$$

где S_n — площадь поршня; h — полный ход поршня, $h = 2e$; e — эксцентриситет; z — число поршней; k — число рядов поршней.

Рабочий объем радиально-поршневого насоса многократного действия

$$V_0 = S_n h_1 z k m, \quad (4.27)$$

где h_1 — ход поршня за один цикл; m — число циклов.

Так как эксцентриситет e определяет ход поршня $h = 2e$, то изменением эксцентриситета e регулируют рабочий объем насоса. При возможности смещения статора в обе стороны от оси ротора появляется возможность реверса направления потока рабочей жидкости.

Подачу насоса определяют по формуле (4.1).

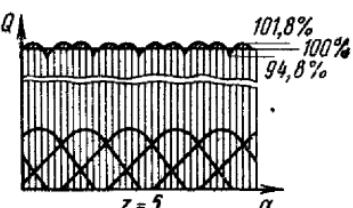


Рис. 4.11. Зависимость мгновенной подачи радиально-поршневого насоса

В процессе работы радиально-поршневой машины на каждый поршень действуют сила инерции и давление жидкости. Сила инерции определяется массой поршня и ускорением относительного движения поршня в цилиндре. Результирующую силу давления жидкости на поршень

$$P = p_n S_n = p_n \frac{\pi d_n^2}{4} \quad (4.28)$$

(где p_n — давление нагнетания рабочей жидкости; d_n — диаметр поршня), направленную по оси поршня, можно разложить на две составляющие (см. рис. 4.10): тангенциальную

$$T_t = P \tan \beta \quad (4.29)$$

и радиальную

$$S_r = P \frac{1}{\cos \beta}. \quad (4.30)$$

Тангенциальная сила T_t создает момент M_t , на роторе, который преодолевается для насоса приводящим электродвигателем и направлен против момента нагрузки при работе гидромотора:

$$M_t = T_t r_t = P \tan \beta (R - e \cos \varphi_t). \quad (4.31)$$

Полный крутящий момент равен сумме моментов от поршней, на которые действует давление нагнетания:

$$M = \sum M_t = T_1 r_1 + T_2 r_2 + \dots + T_k r_k. \quad (4.32)$$

и подобно подаче насоса пульсирующий. Частота пульсации момента определяется частотой вращения вала и числом поршней.

Суммарное значение крутящего момента радиально-поршневой машины определяют по формуле (4.16).

Основные конструктивные параметры. Диаметр поршня определяется условием обеспечения подачи из выражения (4.27):

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{4V_0}{\pi z h k m}}, \quad (4.33)$$

где h — относительный ход поршня, $h = h/d_n = 0,65 \dots 1,00$; k — число рядов поршней; m — число циклов.

Вычисленное значение d_n округляют до ближайшего значения диаметра из нормального ряда по ГОСТ 12447—80.

Длина поршня $l = 2(e + d_n)$. Минимальная глубина погружения поршня в роторе $l_1 = (1,5 \dots 2,0) d_n$. Диаметр ротора $D_p = 12,5 d_n$, внутренний диаметр опорной поверхности статора $D_c = D_p + 2e$. Диаметр цапфенного распределителя $D_0 = (4,5 \dots 5,0) d_n$. Другие расчеты размеров конструкции и все прочностные расчеты радиально-поршневых гидромашин проводят обычными методами, принятыми в машиностроении.

Рис. 4.12. Схемы контактов поршня с опорным кольцом статора

В радиально-поршневых машинах поршни опираются на опорную поверхность статора сферической головкой или через подшипниковую пару.

Такой простой контакт имеет ряд недостатков. Вследствие больших контактных напряжений в точке контакта по оси поршня (рис. 4.12, а) появляются большие потери на трение и происходит нагрев головки поршня. Для уменьшения потерь на трение головки об опорное кольцо и поршня о стенки цилиндра и для улучшения смазки поршню сообщают поворотное движение вокруг его оси. Для этого опорную поверхность статора выполняют под углом $\varphi = 15 \dots 20^\circ$ (рис. 4.12, б). Так как точка контакта смешена от оси, то при работе машины поршень еще поворачивается вокруг своей оси под действием силы трения. Возникающая при этом сила T , нагружая поршень, стремится сместить ротор в осевом направлении. Для компенсации этой осевой силы устанавливают второй ряд поршней с опорой на симметричную опорную поверхность с встречным наклоном поверхности (рис. 4.12, в).

В случае применения цапфы в качестве распределительного элемента со стороны нагнетания на цапфу 1 действует сила, определяемая давлением p_n (рис. 4.13, б). Со стороны всасывания сила очень мала. Результирующая сила вызывает деформацию цапфы, повышаются трение и износ. Для уменьшения влияния давления на цапфе между уплотнительными поясками делают разгрузочные канавки A и B (рис. 4.13, а). На рис. 4.13, в показаны эпюры давления a_1 со стороны нагнетания и a_2 со стороны всасывания, вызванные наличием разгрузочных канавок. Результирующая сила, определяемая эпюрой a_3 (рис. 4.13, в), значительно меньше, чем для случая неразгруженной цапфы (см. рис. 4.13, б).

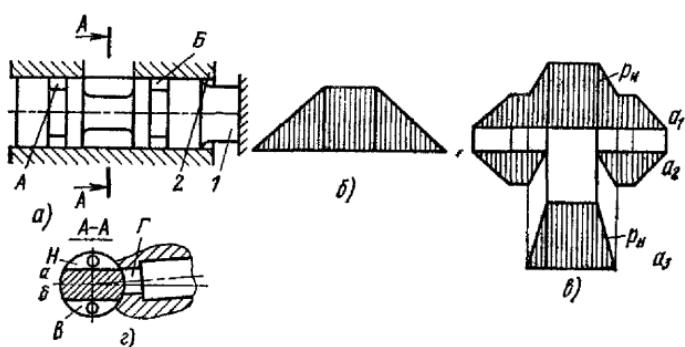


Рис. 4.13. Схемы действия сил давления на распределительную цапфу радиально-поршневого насоса

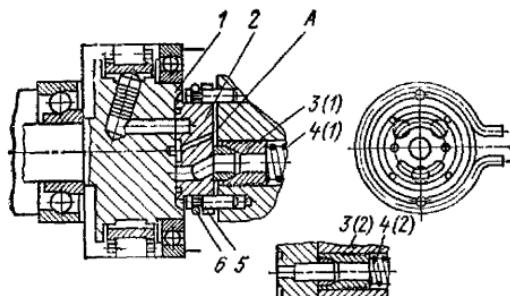


Рис. 4.14. Радиально-поршневая гидромашина с торцевым распределением

Для обеспечения малых перетечек из полости нагнетания H в полость всасывания B при прохождении поршнем перемычки ab (рис. 4.13, g) ее выполняют

шириной на 0,5—0,6 мм больше ширины окна Γ в роторе 2. Если это перекрытие будет еще больше, то возникает компрессия (запирание) жидкости в цилиндре, при которой в цилиндре значительно повышается давление.

Применение в радиально-поршневой машине торцевого распределения вместо цапфенного позволяет существенно уменьшить объемные потери (утечки), особенно при высоких давлениях. В этом случае одна из деталей (ротор-распределитель) должна быть подвижной в осевом направлении. К врачающемуся ротору 1 (рис. 4.14) прижимается распределитель 2, снабженный прижимающим устройством, которое состоит из одной втулки 3 (1) и пружины 4 (1) или двух втулок 4 (2) и пружин 4 (2). Расположение втулок 3 показано пунктиром. От проворота распределитель удерживается шпильками 5 и кольцевым упругим замком 6, но при этом обеспечивается качание распределителя. Место расположения прижимающих устройств выбирают таким образом, чтобы точки приложения отжимающей гидравлической силы, действующей на рабочий торец распределения, и точка приложения прижимающей силы от устройства совпадали. Канал A служит для отвода утечек [2].

На рис. 4.15 показан высокомоментный радиально-поршневой гидромотор шестикратного действия. Основные конструктивные элементы: корпус (статор) 7 с крышками 6 и 9, блок цилиндров (ротор) 10 с двумя подшипниками качения, одиннадцать поршней в сборе 8, торцевый распределительный диск 5 со втулками 3 и 4, крышка 2 распределителя со штуцерами 1 и 12, уплотнительные кольца и уплотнительная манжета 11. Рабочие камеры A гидромотора образованы рабочими поверхностями цилиндров блока и поршней. Каждая рабочая камера при помощи каналов и отверстий блока и торцевого распределительного диска соединена со штуцерами 1 или 12, предназначенными для подвода и отвода рабочей жидкости. Торцевой распределительный диск 5 прижат к торцу блока цилиндров 10 через компенсационную шайбу пружиной втулки 3. В распределительном диске установлены по три втулки 3 и 4, которые соединяют каналы распределительного диска с каналами крышки 2 [5, 7].

При работе каждый из одиннадцати поршней совершает за один оборот вала в определенной последовательности шесть двой-

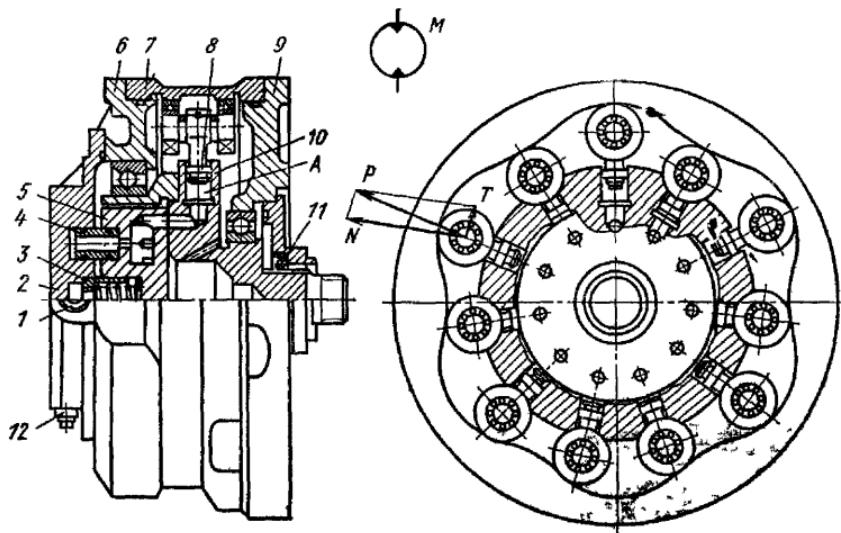


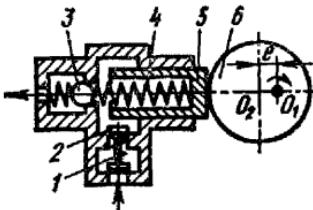
Рис. 4.15. Радиально-поршневой высокомоментный гидромотор

ных ходов, при которых в рабочих камерах происходит сначала нагнетание, а затем вытеснение.

Принцип работы гидромотора. При подсоединении напорной линии к штуцеру 12 гидромотора рабочая жидкость под давлением поступает через соединительные втулки 4 к распределительному диску 5 и далее через шесть торцевых отверстий распределительного диска и торцевые отверстия блока цилиндров 10 поступает в те рабочие камеры, поршневые группы которых в этот момент расположены на рабочих участках (участках скатывания по профилю) копира корпуса 7. В этих рабочих камерах начинается процесс нагнетания. Под действием давления жидкости поршни выдвигаются из цилиндров. При этом каждый поршень развивает усилие P , которое передается через ось двум подшипникам качения поршневой группы. В точке контакта подшипников с копиром возникает усилие N , нормальное к рабочему участку копира. Поскольку усилие N направлено под углом к оси поршней, возникает тангенциальное усилие T , которое создает крутящий момент, вращающий блок цилиндров и вал гидромотора. При вращении блока цилиндров в других рабочих камерах гидромотора происходит вытеснение рабочей жидкости. В этот момент их подшипники качения поршневых групп расположены на холостых участках (участках накатывания на профиль) копира. Поршни под действием возникающих сил вдвигаются в цилиндры и происходит вытеснение рабочей жидкости из рабочих камер, которая через соответствующие торцевые отверстия блока цилиндров и распределительного диска поступает на выход гидромотора через штуцер 1.

Частота вращения нерегулируемого гидромотора прямо пропорциональна расходу жидкости через гидромотор: $n = Q/V_0$.

Рис. 4.16. Схема принципа работы кулачкового радиально-поршневого насоса



Чтобы произвести реверс вращения вала, необходимо изменить направление подвода рабочей жидкости под давлением к гидромотору. При подводе рабочей жидкости к штуцеру 1 вал гидромотора вращается в противоположную сторону. При этом принцип работы гидромотора прежний.

Кулачковые радиально-поршневые насосы выполняют с распределением, состоящим из гидравлических клапанов. Схема элемента такого насоса показана на рис. 4.16. Рабочая камера насоса заполняется рабочей жидкостью через всасывающий клапан 2 с пружиной 1, а вытеснение жидкости производится поршнем 5 через нагнетательный клапан 3. Движение поршню 5 передается кулачком 6, к которому поршень поджимается пружиной 4. Ось O_1 , вокруг которой вращается кулачок, смешена относительно его геометрической оси O_2 на величину эксцентриситета e . При вращении кулачка поршень совершает в цилиндре возвратно-поступательное движение. Ход поршня $2e$.

Кулачковые радиально-поршневые насосы с клапанным распределением являются необратимыми гидромашинами, т. е. они не могут работать в режиме гидромоторов. Кроме того, подобные насосы не допускают изменения направления вращения.

Материалы основных деталей радиально-поршневых гидромашин выбирают с учетом режимов и условий эксплуатации, а также в зависимости от типа конструкции. Для повышения антифрикционных свойств распределительного диска и блока цилиндров соответственно применяют бронзы БрОСН10-2-3, БрОФ10-1 и сталь 20Х с цементацией рабочей поверхности на глубину 0,7—0,9 мм и закалкой до твердости $HRC\ 58-62$. Поршни изготавливают из сталей 20Х или ШХ15 с твердостью поверхности после термообработки $HRC\ 58-62$, а для стали 40Х с наибольшей возможной твердостью. Копир изготавливают из стали ШХ15 с твердостью $HRC\ 56-62$. Статор изготавливают из чугуна СЧ 12-40 или сталей.

Требования к точности и щероховатости рабочих поверхностей идентичны тем, что предъявляются к основным деталям объемных насосов [5].

Пример 4.2. Определить основные размеры рабочих элементов двухрядного радиально-поршневого насоса. Параметры насоса: подача $4,0 \text{ л/с}$, номинальное давление 10 МПа , частота вращения вала $n = 980 \text{ об/мин}$; $\eta_V = 0,98$; $\eta = 0,92$.

Теоретическая подача насоса

$$Q_t = \frac{Q}{\eta_V} = \frac{4,0}{0,98} = 4,04 \text{ л/с.}$$

Рабочий объем насоса

$$V_0 = \frac{Q_t}{n} = \frac{4,04 \cdot 60 \cdot 10^3}{980} = 250 \text{ см}^3.$$

Принимая число поршней $z = 9$ в одном ряду, число рядов поршней $k = 2$ и число циклов $m = 1$, находим диаметр поршня

$$d_{\text{п}} = \sqrt[3]{\frac{4V_0}{\pi z h k m}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 250}{\pi \cdot 9 \cdot 0,65 \cdot 2}} = 3,02 \text{ см.}$$

Диаметр поршня принимаем равным 30 мм, по ГОСТ 12447—67.
Ход поршня определяем из выражения

$$h = \frac{V_0}{S_{\text{п}} z k m} = \frac{250 \cdot 4}{\pi \cdot 3^2 \cdot 9 \cdot 2} = 1,97 \text{ см.}$$

Эксцентрикитет

$$e = \frac{h}{2} = \frac{1,97}{2} = 0,985 \text{ см} = 9,85 \text{ мм.}$$

Длина поршня $l = 2(e + d_{\text{п}}) = 80$ мм. Диаметр цапфенного распределителя $D_0 = 5d_{\text{п}} = 5 \cdot 30 = 150$ мм. Диаметр ротора $D_p = 12,5 d_{\text{п}} = 12,5 \cdot 30 = 375$ мм. Внутренний диаметр опорной поверхности статора $D_c = 375 + 2 \cdot 9,85 = 395$ мм, примем $D_c = 400$ мм.

Диаметр каналов в распределительной цапфе при скорости потока рабочей жидкости $v = 3$ м/с и двух каналах

$$D_y = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v^2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4000}{\pi \cdot 300 \cdot 2}} = 2,92 \text{ см.}$$

Полезная мощность насоса $N_{\text{пол}} = 4,0 \cdot 10 = 40$ кВт.

Мощность, потребляемая насосом от электродвигателя, $N_h = 40/0,92 = 43,5$ кВт.

Пример 4.3. Определить основные параметры и размеры высокомоментного радиально-поршневого гидромотора, преодолевающего нагрузку с моментом $M = 480$ Н·м при частоте вращения вала $n = 60$ об/мин; номинальное давление $p = 20$ МПа; $\eta = 0,94$; $\eta_V = 0,97$.

Теоретический момент на валу гидромотора $M_t = M/\eta = 480/0,94 = 510$ Н·м.

Рабочий объем гидромотора $V_0 = M \cdot 2\pi/p = 510 \cdot 2\pi/20 = 160 \text{ см}^3$.

Расход гидромотора $Q = V_0 n / 60 = 160 \cdot 60 / 60 = 160 \text{ см}^3/\text{с.}$

Необходимая подача насоса $Q_{\text{н}} = Q/\eta_V = 160/0,97 = 165 \text{ см}^3/\text{с.}$

Полезная мощность гидромотора $N_{\text{пол}} = M t n / 60 = 480 \cdot 2\pi \cdot 60 / 60 = 3,01$ кВт.

Мощность, потребляемая гидромотором, $N = N/\eta = 3,01/0,94 = 3,2$ кВт.

Принимаем число поршней $z = 11$, число циклов $m = 6$ и число рядов поршней $k = 1$ и находим диаметр поршня

$$d_{\text{п}} = \sqrt[3]{\frac{4V_0}{\pi z m h}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 160}{\pi \cdot 11 \cdot 6 \cdot 0,75}} = 1,6 \text{ см} = 16 \text{ мм.}$$

Ход поршня $h = h d_{\text{п}} = 0,75 \cdot 16 = 12$ мм.

Диаметр канала в роторе гидромотора с торцевым распределением жидкости (см. рис. 4.15) для подвода рабочей жидкости определяем из условия следования жидкости за поршнем:

$$d_{\text{ок}} = \sqrt{\frac{\frac{h}{2} \frac{2\pi n}{60} \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4}}{v_{\text{ж}} \frac{\pi}{4}}}; \quad v_{\text{ж}} \ll 3 \text{ м/с};$$

$$d_{\text{ок}} = \sqrt{\frac{1,2 \cdot 2\pi \cdot 60 \cdot \pi \cdot 1,6^2 \cdot 4}{2 \cdot 60 \cdot 300 \cdot \pi \cdot 4}} = 0,18 \text{ см} = 1,8 \text{ мм.}$$

Из конструктивных соображений диаметр окна выбираем $d_{ок} \geq 5$ мм.
Диаметр разноски окон на торце ротора с учетом толщины перемычки между

каналами 3 мм:

$$D = \frac{(d_{ок} + 3) z}{\pi} = \frac{(5 + 3) 11}{\pi} = 28 \text{ мм.}$$

§ 4.5. АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ И ГИДРОМОТОРЫ

Аксиально-поршневым насосом называют поршневой насос, у которого рабочие камеры образованы рабочими поверхностями цилиндров и поршней, а оси поршней параллельны (аксиальны) оси блока цилиндров или составляют с ней угол не более 45° . Аксиально-поршневые насосы в зависимости от расположения ротора подразделяются на насосы с наклонным диском, у которых оси ведущего звена и вращения ротора совпадают, и насосы с наклонным блоком, у которых оси ведущего звена и вращения ротора расположены под углом.

Насосы с наклонным диском имеют наиболее простые схемы (рис. 4.17). Поршни 3 связаны с наклонным диском 4 точечным касанием (рис. 4.17, а) или шарниром 7 (рис. 4.17, б). Блок цилиндров 2 с поршнями 3 приводится во вращение от вала 5. Для подвода и отвода рабочей жидкости к рабочим камерам в торцовом распределительном диске 1 выполнены два дугообразных окна В и Н. Для обеспечения движения поршней во время процесса всасывания применяются принудительное ведение поршней через шатун 7, а для поршней с точечным касанием — цилиндрические пружины 6 или давление подпитки в полости низкого давления.

Принцип работы насоса заключается в следующем. При вращении вала насоса крутящий момент передается блоку цилиндров. При этом из-за наличия угла наклона диска поршни совершают сложное движение, они вращаются вместе с блоком цилиндров и одновременно совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах блока, при котором происходят процессы всасывания и нагнетания. При направлении движения, например по часовой стрелке, рабочие камеры, находящиеся слева от вертикальной оси распределительного диска, соединяются со всасывающим окном В. Поступательное движение поршней в этих камерах происходит в направлении от распредели-

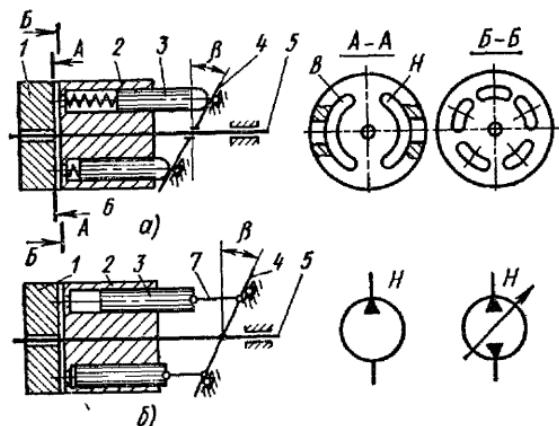


Рис. 4.17. Основные конструктивные схемы аксиально-поршневых гидромашин с наклонным диском

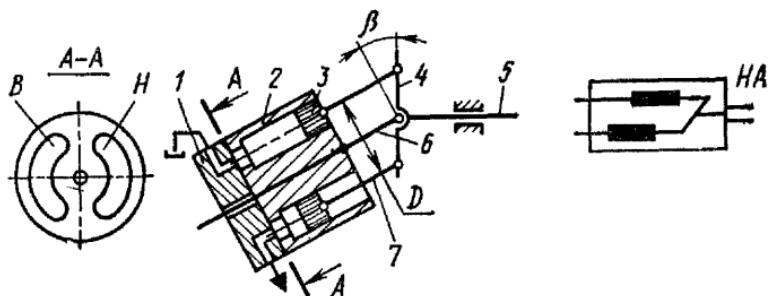


Рис. 4.18. Схема аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком

тельного диска. В плоскости чертежа насоса поршни переносятся вращением блока параллельно оси снизу вверх. При этом объемы камер увеличиваются, жидкость под действием перепада давлений поступает в рабочую камеру. Так происходит процесс всасывания.

Рабочие камеры, находящиеся справа от вертикальной оси распределительного диска, соединяются с нагнетающим окном *H*. В плоскости чертежа поршни переносятся вращением блока параллельно оси сверху вниз. При этом поршни движутся в направлении к распределительному диску, вытесняют жидкость из рабочих камер через распределительный диск на выход насоса.

Рабочий объем аксиально-поршневого насоса с наклонным диском

$$V_0 = S_{\pi} h z = \frac{\pi d_{\pi}^2}{4} z D \operatorname{tg} \beta, \quad (4.84)$$

где S_{π} — площадь поршня; h — максимальный ход поршня; $h = D \operatorname{tg} \beta$; z — число поршней; d_{π} — диаметр поршня; D — диаметр окружности блока, на котором расположены оси цилиндров; β — угол наклона диска.

Из выражения (4.34) видно, что рабочий объем насоса зависит от угла наклона диска. Изменяя угол наклона диска, можно изменять рабочий объем насоса. Чем больше угол наклона β , тем больше рабочий объем насоса. Предельно допустимый угол наклона определяется деформацией поршня под действием боковых сил и не превышает обычно $20-25^\circ$.

Подачу насоса определяют по формуле (4.1).

Насосы с наклонным блоком. На рис. 4.18 показан аксиально-поршневой насос с наклонным блоком. Поршни 3 расположены в блоке цилиндров 2 и шарнирно соединены шатунами 7 с фланцем 4 вала 5. Для отвода и подвода рабочей жидкости к рабочим камерам в торцовом распределительном диске 1 выполнены два дугообразных окна *B* и *H*. Карданный механизм 6 осуществляет кинематическую связь вала 5 с блоком цилиндров 2 и преодолевает момент трения и инерции блока цилиндров.

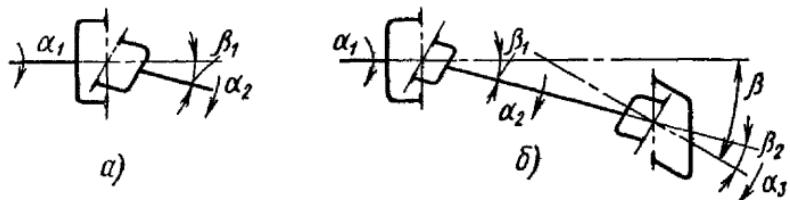


Рис. 4.19. Схемы карданных механизмов:

a — одинарного, *b* — двойного

Из теории карданных механизмов известно, что одинарный кардан (рис. 4.19, *a*) — излом вала в одном месте — создает значительную неравномерность вращения ведомого вала α_2 — блока цилиндров. Неравномерность вращения блока цилиндров вызывает дополнительные нагрузки на поршни из-за опережения или отставания блока цилиндров от фланца вала и на самом кардане — из-за появления инерционных сил от ускорений блока цилиндров. Это и ограничивает частоту вращения вала таких гидромашин до 500 об/мин. Наиболее совершенным является двойной кардан (рис. 4.19, *b*). При его применении неравномерность вращения ведомого вала α_3 практически не наблюдается.

Принцип работы насоса с наклонным блоком (см. рис. 4.18) заключается в следующем. При вращении вала насоса поршни совершают сложное движение — они врачаются вместе с блоком цилиндров и движутся возвратно-поступательно в цилиндрах блока, при котором происходят процессы всасывания и нагнетания. При вращении блока цилиндров, например по часовой стрелке, рабочие камеры, находящиеся слева от вертикальной оси распределительного диска, соединяются со всасывающим окном *B*. Поршни движутся в этих камерах в направлении распределительного диска. При этом объемы рабочих камер увеличиваются, рабочая жидкость под действием перепада давлений в рабочих камерах заполняет их.

Рабочие камеры, находящиеся справа от вертикальной оси распределительного диска, соединяются с нагнетательным окном *H*. Поршни в этих камерах движутся в направлении распределительного диска и вытесняют жидкость из рабочих камер на выход насоса.

Осевое усилие давления жидкости на поршни через шатуны передается на фланец вала, где преобразуется в крутящий момент. Этот момент составляет основную часть подводимого от приводящего двигателя момента. Другая, значительно меньшая, часть момента передается двойным карданом на преодоление сил трения поршней, блока цилиндров и распределительного диска и инерции при ускорении и замедлении вращения блока цилиндров. Поэтому двойной кардан в этой схеме насоса называют несиловым. На поршни насоса поперечные изгибающие силы не действуют.

Рабочий объем аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком

$$V_0 = S_{\pi} zh = \frac{\pi d_{\pi}^2}{4} z D \sin \beta, \quad (4.35)$$

где h — максимальный ход поршня, $h = D \sin \beta$; β — угол наклона блока цилиндров.

Теоретическую подачу насоса рассчитывают по формуле (4.1).

Некоторые расчеты основных параметров. Кинематической основой аксиально-поршневых гидромашин является кривошипно-шатунный механизм, поэтому основные зависимости расчета кинематических и силовых параметров одинаковы для всех видов аксиально-поршневых гидромашин.

При повороте вала-фланца аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком на угол α поршень перемещается на расстояние

$$x_{\pi} = \frac{D}{2} (1 - \cos \alpha) \sin \beta. \quad (4.36)$$

Относительная скорость перемещения поршня в цилиндре

$$v_{\pi} = \omega \frac{D}{2} \sin \beta \sin \alpha, \quad (4.37)$$

где ω — угловая скорость.

Ускорение поршня в относительном движении

$$j_{\pi} = \omega^2 \frac{D}{2} \sin \beta \cos \alpha. \quad (4.38)$$

Коэффициент пульсации подачи аксиально-поршневого насоса определяют по формулам (4.3), (4.24) и (4.25).

Диаметр разноски осей цилиндров в блоке выбирают исходя из соотношения $D = 0,4 \dots 0,5 d_{\pi}$. Угол наклона оси блока к оси вала $\beta < 30^\circ$. Наружный диаметр блока $D_{\text{нар}} = D + (1,6 \dots 2,0) d_{\pi}$.

Для обеспечения длительной работы узла торцовый распределительный диск — блок цилиндров с малыми утечками и исключения непосредственного контакта трущихся поверхностей предъявляют повышенные требования к геометрии и шероховатости трущихся поверхностей блока цилиндров и распределительного диска. Необходимо, чтобы среднее контактное давление в стыке блок цилиндров — распределительный диск было минимальным и обеспечивало бы герметичность соединения.

Между блоком цилиндров и распределительным диском существует зазор, который зависит от множества факторов. Давление жидкости в этом зазоре по уплотнительным пояскам меняется от максимального значения в напорной полости p_n до нуля в сливных каналах (рис. 4.20). Наиболее простой метод определения размеров уплотнительных поясков и торцового распределительного диска — секторный. При этом методе расчета гидростатических сил рассматривается сектор на распределительном диске и блоке цилиндров с углом охвата $2\pi/2$ и центральным размещением в этом секторе цилиндра. *Прижимающее усилие в этом секторе, действующее*

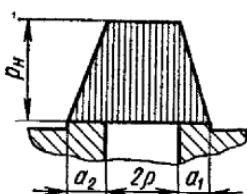
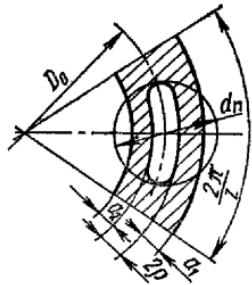


Рис. 4.20. Сектор торцового распределительного диска и торца блока цилиндров

на дно цилиндра, определяют по формуле

$$P_{\text{пр}} = p_n \frac{\pi d_n^2}{4}. \quad (4.39)$$

Отжимающее усилие действует на торец блока цилиндров со стороны стыка блок цилиндров — распределительный диск. Учитывая, что на уплотнительном поясе давление изменяется линейно, отжимающее усилие можно определить по формуле

$$\begin{aligned} P_{\text{отж}} = & \frac{1}{z} \left\{ \frac{1}{2} p_n \frac{\pi}{4} [(D + 2\rho + 2a_1)^2 - (D + 2\rho)^2] + \right. \\ & + p_n \frac{\pi}{4} [(D + 2\rho)^2 - (D - 2\rho)^2] + \\ & \left. + \frac{1}{2} p_n \frac{\pi}{4} [(D - 2\rho)^2 - (D - 2\rho - 2a_2)^2] \right\}. \end{aligned} \quad (4.40)$$

При $a_1 = a_2 = a$

$$P_{\text{отж}} = \frac{\pi D}{z} (a + 2\rho) p_n, \quad (4.41)$$

где a — ширина уплотнительного пояска, $a > 0,15$ см; ρ — радиус фрезеровки окна в распределительном диске и торце блока цилиндров.

Экспериментально установлено, что необходимо обеспечить при секторном методе расчета коэффициент прижима

$$K = \frac{P_{\text{пр}}}{P_{\text{отж}}} \geq 1,03. \quad (4.42)$$

Практически принимают $\rho = (0,2 \dots 0,25) d_n$ из условия, что площадь окна в торце блока цилиндров равна половине площади поршня, тогда

$$a = \frac{d_n^2 z}{4 k D} - 0,5 d_n. \quad (4.43)$$

Аналогично рассчитывают гидростатическую опору поршня.

Типовые конструкции аксиально-поршневых гидромашин.

На рис. 4.21 показан аксиально-поршневой регулируемый насос типа ПД № 5—50 с наклонным блоком цилиндров, двойным несиловым карданом и торцевым распределением. В расточке корпуса 9 насоса установлен вал 12 на подшипниках 8 и 11. Вал насоса через кардан 6 связан с блоком цилиндров 13. В блоке цилиндров размещены поршни 3, которые посредством шатунов 4

связаны с фланцем вала 7. Большие сферические головки шатунов завальцованные во фланце вала, малые головки — в поршнях. Установленный на оси 14 с подшипником 15 блок цилиндров поджат пружиной 16 к распределительному диску 17. Распределительный диск неподвижно закреплен на крышке 18 люльки 2, которая может поворачиваться в цапфах 5 на угол $\beta = \pm 30^\circ$. Подсоединение насоса к напорной и всасывающей линиям происходит через фланцы 1. Корпус насоса имеет крышки 10 и 19.

Для обеспечения работы насоса в составе следующего гидропривода насос оснащен подпиточным насосом, клапанами и специальной гидроавтоматикой [2].

Принцип работы насоса заключается в следующем. От вала 12 вращение передается блоку цилиндров 13 через двойной кардан 6. Кардан является несиловым, так как он передает только момент для преодоления момента инерции блока цилиндров и момента трения торца блока цилиндров о распределительный диск. Основной крутящий момент передается через шатуны. При вращении вала поршни при отклонении люльки на угол β совершают сложное движение: вращение вместе с блоком цилиндров и возвратно-поступательное движение в цилиндрах. За один оборот вала про-

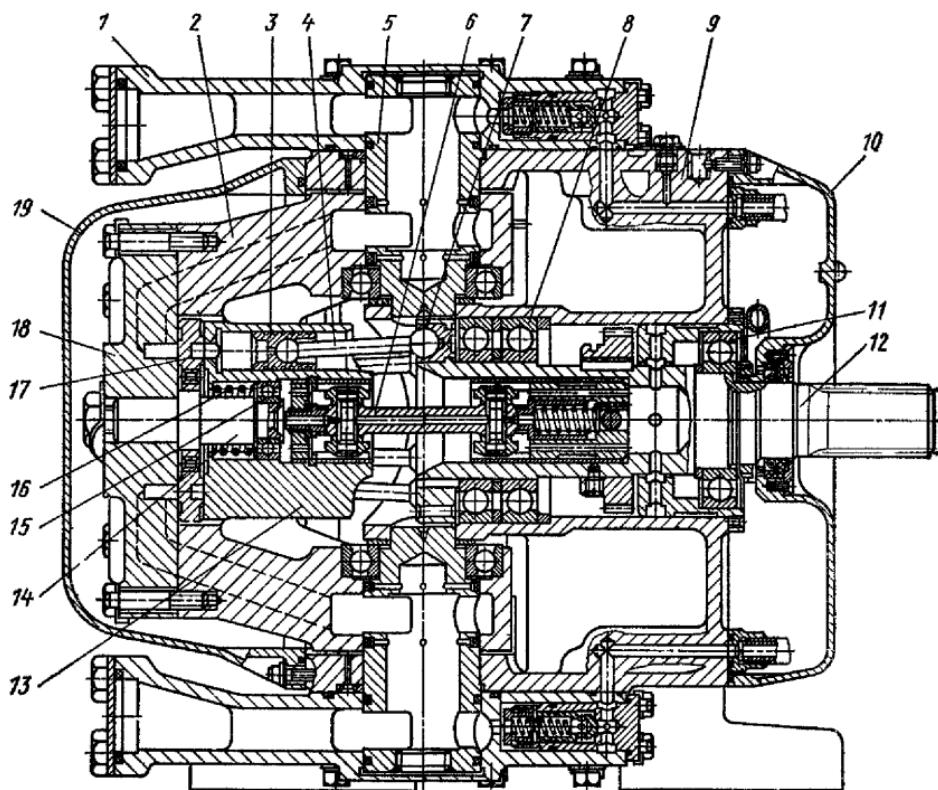
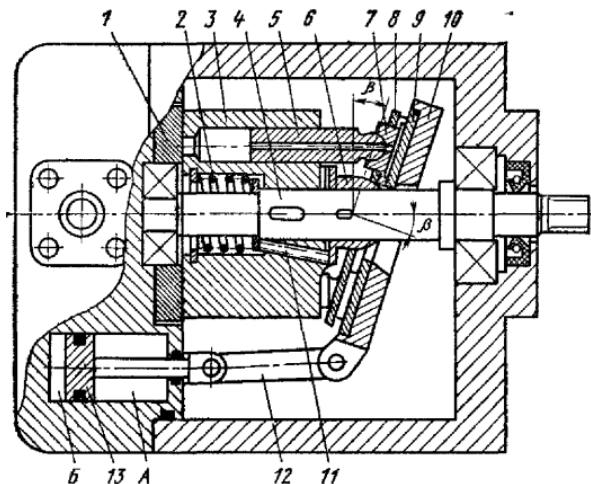


Рис. 4.21. Аксиально-поршневой насос ПД № 5

Рис. 4.22. Аксиально-поршневой насос с наклонным диском



исходит один рабочий цикл насоса — всасывание и нагнетание — с принудительным поочередным соединением рабочих камер с линиями всасывания и нагнетания.

Существуют другие конструкции аксиально-поршневых насосов с наклонным блоком цилин-

дров — со сферическим распределительным блоком, для которых КПД = 0,85 ... 0,95. Это объясняется тем, что утечки жидкости практически очень незначительно изменяются с увеличением давления нагнетания. Повышение давления p_n вызывает увеличение силы прижима $P_{\text{пр}}$ блока цилиндров к распределительному диску, что уменьшает зазор между торцом блока цилиндров и распределительному диску, а следовательно, увеличение утечек с увеличением давления незначительно. Однако малый зазор, устанавливающийся во время работы гидромашины, требует значительно более тонкой фильтрации рабочей жидкости.

Следует отметить некоторые особенности аксиально-поршневых гидромашин с подвижным в осевом направлении блоком, для которых КПД = 0,85 ... 0,95. Это объясняется тем, что утечки жидкости практически очень незначительно изменяются с увеличением давления нагнетания. Повышение давления p_n вызывает увеличение силы прижима $P_{\text{пр}}$ блока цилиндров к распределительному диску, что уменьшает зазор между торцом блока цилиндров и распределительному диску, а следовательно, увеличение утечек с увеличением давления незначительно. Однако малый зазор, устанавливающийся во время работы гидромашины, требует значительно более тонкой фильтрации рабочей жидкости.

На рис. 4.22 показан аксиально-поршневой насос с наклонным диском. Блок цилиндров 3 установлен на валу 4 и поджат пружиной 2 к распределительному диску 1. В цилиндрах блока размещены поршни 5, которые башмаками 7 опираются на опорное кольцо 9 наклонного диска 10. Башмаки в свою очередь прижаты к опорному кольцу пружинами 11 через втулку 6 и сепаратор 8. Поворот наклонного диска на угол $\pm \beta$ осуществляется через тягу 12 перемещением поршня 13 механизма управления.

Принцип работы насоса состоит в следующем. При вращении вала 4 вращаются блок цилиндров 3 с поршнями 5 и втулка 6. При отклонении наклонного диска на угол $\beta \neq 0$ поршни совершают сложное движение. Они вращаются совместно с блоком цилиндров и совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах под действием силы пружин 11, передаваемой через втулку 6 на башмаки 7. Поршни, рабочие камеры которых соединены с полостью всасывания, движутся от распределительного диска. Жидкость заполняет увеличивающиеся рабочие камеры. Совершается процесс всасывания. К моменту соединения рабочих

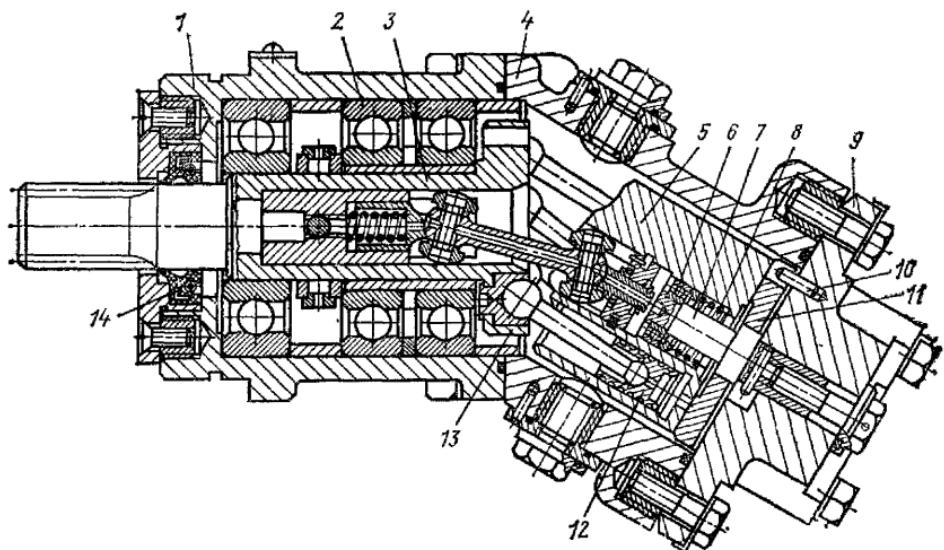


Рис. 4.23. Аксиально-поршневой гидромотор с наклонным блоком

камер с полостью нагнетания поршни движутся к распределительному диску, и совершаются процесс нагнетания.

При подводе жидкости в полости *A* или *B* цилиндра механизма управления при помощи поршня *13* изменяется угол наклона β диска *10*.

Осевое усилие давления жидкости на поршни с помощью башмаков раскладывается на тангенциальную и радиальную (боковую) составляющие. Тангенциальные силы от всех поршней, совершающих процесс нагнетания, создают на блоке цилиндров, а следовательно, и на валу крутящий момент.

В нерегулируемых аксиально-поршневых насосах угол между валом насоса и осью блока или опорным диском является постоянным.

Аксиально-поршневой гидромотор с наклонным блоком цилиндров и двойным несиловым карданом типа ПМ показан на рис. 4.23. В расточке корпуса *1* на подшипниках *2* установлен вал *3*, который через кардан соединен с блоком цилиндров *5*. В блоке размещены поршни *12*, которые навальцованны на малые сферические головки шатунов. Большие сферические головки навальцованны во фланце *13* вала *3*. Другой конец вала имеет пазы для соединения с валом нагрузки. Установленный в корпусе *4* на оси *7* с подшипником *6* блок цилиндров *5* поджат пружиной *8* к распределительному диску *11*, который имеет два дугообразных канала. Штифт *10* предохраняет распределительный диск от проворота относительно крышки *9*, в которой имеются подводящий и отводящий каналы. Герметизация гидромотора осуществляется с помощью уплотнительных манжет *14* и колец.

Рабочий цикл гидромотора состоит из процессов нагнетания и вытеснения. Нагнетание происходит в рабочих камерах, которые в данный момент соединены с нагнетательным дугообразным пазом распределительного диска. Жидкость поступает в рабочие камеры и давит на поршни. Сила давления, действующая на поршни по оси, через шатуны передается на фланец вала под углом. Вследствие этого происходит разложение силы от шатуна на осевую и вертикальную. Все осевые силы от каждого из поршней направлены параллельно оси вала и воспринимаются подшипниками вала. Разложение вертикальных составляющих, действующих в плоскости фланца, дает радиальные и тангенциальные силы от каждого из поршней, соединенных с полостью нагнетания. Радиальные составляющие воспринимаются подшипниками вала, а тангенциальные силы создают момент относительно оси вала. Этот момент преодолевает момент нагрузки и трения и сообщает валу вращение. Вращение вала посредством двойного несилового кардана передается блоку цилиндров и происходит соединение следующих рабочих камер с полостью нагнетания. Одновременно происходит процесс вытеснения в тех рабочих камерах, которые соединены с полостью вытеснения и отводящим каналом. В этих камерах поршни перемещаются в направлении к распределительному диску и вытесняют рабочую жидкость через окно блока в дугообразный канал вытеснения распределительного диска. Во время работы блок цилиндров прижат к распределительному диску гидравлическими силами прижима.

При изменении направления подводимого потока жидкости изменяется направление вращения вала гидромотора. Частота вращения вала (с^{-1}) гидромотора зависит от расхода Q :

$$n = \frac{Q}{V_0}, \quad (4.44)$$

где Q — расход, $\text{м}^3/\text{с}$; V_0 — рабочий объем гидромотора, м^3 .

Крутящий момент (Н м) на валу гидромотора определяют по формуле

$$M_{\text{кр}} = \frac{1}{2\pi} \Delta p V_0,$$

где $\Delta p = p_n - p_v$ — перепад давлений, Па.

В гидромоторе направление момента $M_{\text{кр}}$, который создает давление жидкости, совпадает с направлением вращения вала. Это активный момент, совершающий полезную работу на валу гидромотора.

Индикаторная диаграмма насоса. При движении поршня во время процесса всасывания (рис. 4.24, а) увеличивается рабочая камера, куда рабочая жидкость поступает под действием перепада давлений в дугообразном канале всасывания распределительного диска и рабочей камере. Изменение давления в рабочей камере во время процесса всасывания может быть определено из уравнения потерь на участке распределительный блок — рабочая камера.

Рис. 4.24. Изменение хода поршня (а), проходной площади (б), коэффициента сопротивления (в), скорости жидкости (г) и давления в рабочей камере (д) при всасывании

$$\frac{p_{\text{вх}}}{\gamma} = \frac{p_{\text{р.к}}}{\gamma} + \zeta \frac{v_{\text{ж}}^2}{2g} + \frac{v_{\text{ж}}^2}{2g} + h_f,$$

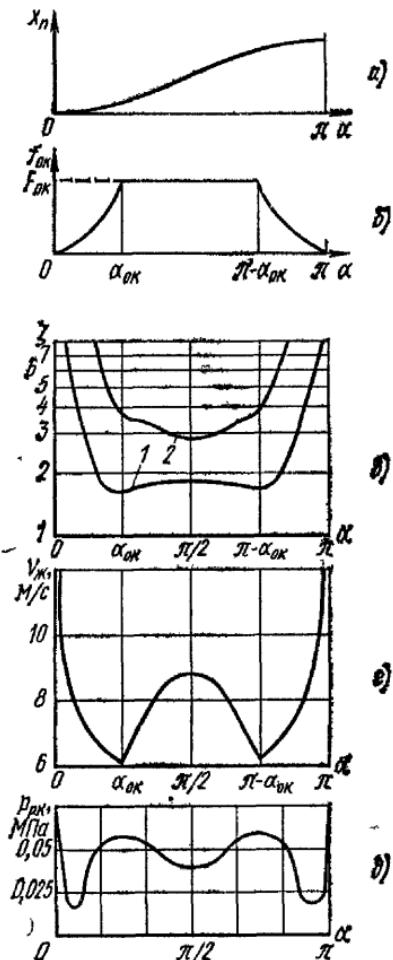
где $p_{\text{вх}}$ — давление на входе в окно всасывания распределительного диска; $p_{\text{р.к}}$ — давление в рабочей камере; ζ — коэффициент сопротивления участка распределительный диск — рабочая камера; $v_{\text{ж}}$ — скорость жидкости; h_f — инерционные потери.

Основным определяющим фактором участка распределительный диск — рабочая камера являются размеры потока, которые определяются относительным расположением окна блока цилиндров и дугообразного окна распределительного диска. В начале процесса всасывания при повороте вала насоса на угол $0 < \alpha < \alpha_{\text{ок}}$ происходит увеличение размеров потока $0 < f_{\text{ок}} < F_{\text{ок}}$ (рис. 4.24, б) до полного открытия окна блока цилиндров при его сходе с перемычки распределительного диска. На участке поворота вала насоса $\alpha_{\text{ок}} < \alpha < \pi - \alpha_{\text{ок}}$ окно блока цилиндров полностью открыто и соединено с дугообразным окном распределительного диска. При нахождении окна блока цилиндров на перемычку распределительного диска в конце процесса всасывания $\pi - \alpha_{\text{ок}} < \alpha < \pi$ происходит уменьшение размеров потока до нуля.

При поступлении жидкости в рабочую камеру поток претерпевает внезапное расширение. Степень расширения, а следовательно, и коэффициент сопротивления определяются отношением площадей расширяющегося потока в цилиндре $F_{\text{п}}$ и площади поперечного сечения потока $F_{\text{ок}}$ в зоне окна блока цилиндров — окно распределительного диска.

Вращение блока цилиндров увеличивает сопротивление движению жидкости на участке распределительный диск — рабочая камера. На рис. 4.24, в показано изменение коэффициента сопротивления $\zeta_{\text{ст}}$ для невращающегося и $\zeta_{\text{вр}}$ вращающегося сечений потока, образованного окном вращающегося блока цилиндров и окном распределительного диска. На участке $0 < \alpha < \alpha_{\text{ок}}$ коэффициентов сопротивления $\zeta_{\text{ст}}$ и $\zeta_{\text{вр}}$ уменьшаются вследствие открытия окна блока цилиндров, а на участке $\pi - \alpha_{\text{ок}} < \alpha < \pi$ при закрытии окна блока цилиндров коэффициенты сопротивления увеличиваются. На участке полностью открытого окна $\alpha_{\text{ок}} < \alpha < \pi - \alpha_{\text{ок}}$ коэффициенты сопротивления меняются незначительно.

Увеличивающаяся в процессе всасывания рабочая камера заполняется рабочей жидкостью. Условие неразрывности потока и изменение сечения потока при вращении блока цилиндров позволяет определить скорость жидкости $V_{\text{ж}}$ в сечении потока, которое образовано окном блока и окном распределительного диска. На рис. 4.24, г можно видеть те же три участка: открытие окна блока цилиндров сопровождается уменьшением скорости жидкости в сечении потока; при полностью открытом окне изменение скорости жидкости в сечении потока определяется законом изменения скорости поршня; при закрытии окна скорость жидкости в сечении увеличивается.



a)

б)

в)

г)

д)

е)

На рис. 4.24, д показано изменение давления $p_{p,k}$ в рабочей камере, определенное по уравнению потерь с учетом изменений сечения и скорости потока и коэффициента сопротивления участка распределительный диск — рабочая камера. При достижении давления $p_{p,k}$ в рабочей камере давления насыщенного пара рабочей жидкости может наступить кавитация, и жидкость прекратит следовать за поршнем. К концу процесса всасывания рабочая камера будет заполнена жидкостью. Для того чтобы этого не произошло, следует на входе в насос создавать некоторый подпор, обеспечивающий бескавитационную работу насоса.

При смене процесса всасывания на процесс нагнетания происходит перенос объема рабочей жидкости, находящейся в рабочей камере, из области низкого давления — давление всасывания p_{vc} в область высокого давления — давление нагнетания p_n . Этот перенос будет сопровождаться возникновением ударной волны, вредно отражающейся на эксплуатационных качествах насоса (шум, вибрация). Такие же явления будут наблюдаться при смене процесса нагнетания на процесс всасывания. На рис. 4.25 штриховой линией показана индикаторная диаграмма — изменение давления в рабочей камере — насоса с распределительным диском с нулевым перекрытием на перемычках.

Для снижения ударного (скаккообразного) изменения давления в рабочей камере делают положительное перекрытие и профилированные усики на перемычках распределительного диска в сторону перехода от канала всасывания к каналу нагнетания и от канала нагнетания к каналу всасывания. Это позволяет уменьшить градиент давления при переносе объема рабочей жидкости в рабочей камере от одной полости к другой и снизить ударное действие давления в рабочей камере насоса. На рис. 4.25 сплошной линией показана индикаторная диаграмма насоса с положительным перекрытием и профилированным каналом — усиками α_{uy} и α_{uz} перемычек распределительного диска. Положительное перекрытие и профилированный канал позволяют в процессе нагнетания постепенно поднять давление в рабочей камере до давления нагнетания и при переходе от процесса нагнетания к процессу всасывания плавно снизить от давления нагнетания до давления всасывания. Профиль канала и угловой размер α_y определяют градиент давления в рабочей камере.

Рекомендации по выбору материалов. Материалы основных деталей аксиально-поршневых насосов выбирают из условий обеспечения длительной работы гидромашины со значительными нагрузками. Для обеспечения работы основных трущихся пар блок цилиндров — распределительный диск выбирают материалы, которые обладают хорошими антифрикционными свойствами. Как правило, это пара бронза (БРАЖ9—4, БрОФ10—1, БрОСН10—2—3) — сталь (20Х, 40Х, 12ХН3А, 18ХНВА, ШХ15) с цементацией поверхности на глубину 0,7—0,9 мм и закалкой до твердости $HRC \geq 58$. При такой термообработке в структуре

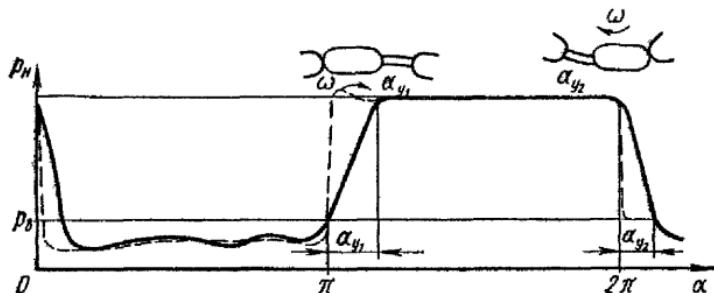


Рис. 4.25. Индикаторная диаграмма поршневого насоса

стали может быть значительное количество остаточного аустенита. Для уменьшения количества остаточного аустенита проводят низкотемпературную обработку деталей (температура ниже -70°C). Если не произвести низкотемпературную обработку деталей, то во время эксплуатации гидромашин произойдет переход остаточного аустенита в мартенсит с увеличением размеров деталей. Это вызовет уменьшение зазоров, и произойдет выход из строя машины.

Детали, при обработке которых необходима завальцовка (поршни, вкладыши больших головок шатунов, башмаки), следует изготавливать из бронз БрАЖ9—4, так как остальные бронзы могут давать при завальцовке трещины.

При обеспечении работы пары сталь—сталь следует выбирать материалы и назначать термообработку таким образом, чтобы разность твердостей рабочих поверхностей пары деталей была примерно 10 HRC , причем одна из деталей должна иметь HRC 58 ... 62. Особое внимание следует уделять выбору зазоров по рабочим парам поршень—цилиндр, блок цилиндров—распределительный диск и др., а также назначению погрешностей в изготовлении геометрических форм. Параметр шероховатости Ra рабочих поверхностей поршней и цилиндров должен быть не меньше 0,40—0,10 мкм.

Пример 4.4. Определить основные размеры аксиально-поршневого насоса с двойным несиловым карданом, имеющего следующие параметры: подача $Q = 4 \text{ дм}^3/\text{с}$; номинальное давление $p_n = 16 \text{ МПа}$, частота вращения $n = 980 \text{ об}/\text{мин}$; $\eta_V = 0,98$; $\eta = 0,94$.

Теоретическая подача насоса

$$Q_T = \frac{Q}{\eta_V} = \frac{4}{0,98} = 4,04 \text{ дм}^3/\text{с} = 4040 \text{ см}^3/\text{с}.$$

Рабочий объем насоса

$$V_0 = \frac{Q_T}{n} = \frac{4040 \cdot 60}{980} = 250 \text{ см}^3.$$

Принимая число поршней $z = 9$ и с учетом $D = 0,4d_{n2}$; $\beta = 30^{\circ}$, определяем диаметр поршня

$$d_{n2} = \sqrt[3]{\frac{4V_0}{\pi z^2 \cdot 0,4 \sin \beta}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 250}{\pi \cdot 9 \cdot 0,4 \cdot 9 \cdot 0,5}} = 2,7 \text{ см} = 27 \text{ мм}.$$

Диаметр разноски поршней в блоке цилиндров $D = 0,4d_{n2} = 27 \cdot 9 \cdot 0,4 = 97,3 \text{ мм}$.

Принимаем $D = 98 \text{ мм}$. Наружный диаметр блока $D_{\text{нар}} = D + 1,6d_{n2} = 98 + 1,6 \cdot 27 = 142 \text{ мм}$.

Геометрию торцового распределения определяем, учитывая, что $k = 1,03$, $a_1 = a_2 = a$; $\rho = d_{n2}/4 = 6,75 \text{ мм}$.

Ширина уплотнительных поясков

$$a = \frac{d_{n2}^2 z}{4kD} - 0,5d_{n2} = \frac{27^2 \cdot 9}{4 \cdot 1,03 \cdot 98} - 0,5 \cdot 27 = 16,25 - 13,5 = 2,75 \text{ мм}.$$

Полезная мощность насоса $N_{\text{пол}} = Qp_n = 4 \cdot 16 = 64 \text{ кВт}$.

Мощность, потребляемая насосом от электродвигателя:

$$N_H = \frac{N_{\text{пол}}}{\eta} = \frac{64}{0,94} = 68 \text{ кВт.}$$

Пример 4.5. Определить основные параметры и размеры аксиально-поршневого гидромотора с наклонным диском, преодолевающего нагрузку с моментом $M_{kp} = 480 \text{ Н}\cdot\text{м}$ с максимальной частотой вращения $n = 600 \text{ об}/\text{мин}$. Номинальное давление $p_n = 20 \text{ МПа}$; $\eta = 0,94$; $\eta_v = 0,97$.

Теоретический момент на валу гидромотора

$$M_T = \frac{M_{kp}}{\eta} = \frac{480}{0,94} = 510 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Рабочий объем гидромотора

$$V_0 = \frac{M2\pi}{n} = \frac{510 \cdot 2\pi}{20} = 160 \text{ см}^3.$$

Расход гидромотора

$$Q_m = \frac{V_0 n}{60} = \frac{160 \cdot 600}{60} = 1600 \text{ см}^3/\text{с.}$$

Необходимая подача насоса

$$Q_n = \frac{Q_m}{\eta_v} = \frac{1600}{0,97} = 1650 \text{ см}^3/\text{с} = 1,65 \text{ дм}^3/\text{с.}$$

Полезная мощность гидромотора

$$N_{\text{пол}} = M_{kp} \frac{2\pi n}{60} = 480 \frac{2\pi \cdot 600}{60} = 30,1 \text{ кВт.}$$

Мощность, потребляемая гидромотором.

$$N = \frac{N_{\text{пол}}}{\eta} = \frac{30,1}{0,94} = 32 \text{ кВт.}$$

Принимая число поршней $z = 9$ с учетом $D = 0,4d_{\text{пп}}$; $\beta = 22^\circ$, определяем диаметр поршня

$$d_{\text{пп}} = \sqrt[3]{\frac{4V_0}{\pi z^2 0,4 \sin \beta}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 160}{\pi \cdot 9 \cdot 0,4 \cdot 9 \cdot 0,404}} = 2,5 \text{ см} = 25 \text{ мм.}$$

Диаметр разноски поршней в блоке цилиндров $D = d_{\text{пп}} \cdot 0,4 = 25 \cdot 0,4 = 90 \text{ мм.}$

Наружный диаметр блока цилиндров $D_{\text{нар}} = D + 1,6d_{\text{пп}} = 90 + 1,6 \cdot 25 = 130 \text{ мм.}$

Ширину уплотнительных поясков определяем с учетом $k = 1,03$; $\rho = 6,25 \text{ мм.}$

$$a = \frac{d_{\text{пп}}^2 z}{4kD} - 0,5d_{\text{пп}} = \frac{25^2 \cdot 9}{4 \cdot 1,03 \cdot 90} - 0,5 \cdot 25 = 15,15 - 12,5 = 2,65 \text{ мм.}$$

§ 4.6. ПРИНЦИПЫ ВЫБОРА ПРИВОДЯЩИХ ДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ НАСОСОВ

Для правильного выбора приводящего двигателя для насосов гидроприводов необходимо из всего многообразия режимов, выражаемых механической характеристикой двигателя, установить нормальный рабочий режим, исходя из характера нагрузки гидро-

привода. С этой точки зрения можно выделить три режима работы гидроприводов:

продолжительный — работа с постоянной нагрузкой в течение длительного времени, соизмеримого с постоянной времени нагрева двигателя или нагрузки, повторяется часто;

кратковременный — работа с кратковременным действием пиковой нагрузки; время работы вхолостую или со значительно меньшей нагрузкой или время стоянки несоизмеримо больше времени работы и постоянной времени нагрузки;

повторно-кратковременный — работа с повторно-кратковременной нагрузкой — чередование соизмеримых по времени периодов нагрузки и работы вхолостую.

Двигатель привода для *продолжительного режима* работы следует выбирать по номинальному режиму, определяемому максимально необходимой подачей насоса при максимальном давлении нагнетания насоса. Мощность двигателя (кВт) определяют по формуле

$$N = 2\pi M n = \frac{k Q p}{\eta}, \quad (4.45)$$

где M — момент на валу двигателя, Н м; n — частота вращения вала двигателя, с^{-1} ; k — коэффициент запаса, обычно $k = 1,0 \div 1,1$; Q — подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; p — давление нагнетания, Па; η — КПД насоса.

При *кратковременном действии* нагрузки двигатель можно выбирать по перегрузочному режиму (момент больше номинального). В этом случае момент определяют по формуле

$$M = \frac{1}{2\pi} \frac{V_0 p_{\max}}{\eta_{\max}} k, \quad (4.46)$$

где V_0 — рабочий объем насоса в перегрузочном режиме, м^3 ; p_{\max} — давление нагнетания перегрузочного режима, Па; η_{\max} — КПД насоса при p_{\max} и V_0 ; $k = 1,0 \dots 1,05$.

Номинальный момент на валу двигателя

$$M_{\text{ном}} = \frac{1}{2\pi} \frac{V_0 p_{\text{ном}}}{\eta_{\text{ном}}}, \quad (4.47)$$

где $\eta_{\text{ном}}$ — КПД насоса при номинальном давлении $p_{\text{ном}}$ и V_0 .

Двигатель выбирают по перегрузочному моменту M_{\max} с проверкой по номинальному $M_{\text{ном}}$. Если номинальный момент насоса превышает номинальный момент двигателя, следует двигатель выбрать по номинальному моменту на валу насоса.

Для повторно-кратковременных режимов работы гидроприводов мощность двигателя определяют по средней мощности насоса

$$N_{\text{ср}} = k \sum \frac{N_i}{\eta_i} \frac{t_i}{t_{\text{ц}}}, \quad (4.48)$$

где k — допустимая перегрузка двигателя; η_i — КПД насоса для i -го участка нагрузочной диаграммы; N_i — полезная мощность насоса на i -м участке нагрузочной диаграммы; t_i — время, в течение которого действует N_i ; $t_{\text{ц}}$ — время цикла.

По мощности $N_{\text{ср}}$ выбирают двигатель соответствующей мощности. Номинальный момент $M_{\text{дв. ном}}$ выбранного двигателя сравнивают с эквивалентным моментом, определяемым по формуле:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{\sum M_i^2 t_i}{t_{\text{ц}}}}; \quad (4.49)$$

$$M_{\text{экв}} \leq M_{\text{дв. ном}}, \quad (4.50)$$

где M_i — момент на валу двигателя на i -м участке нагрузочной диаграммы.

Если неравенство (4.50) не выполняется, то двигатель непригоден, так как при работе в этом режиме может произойти перегрев. В этом случае следует выбрать двигатель большей мощности по моменту $M_{\text{экв}}$ с соблюдением неравенства (4.50).

В качестве приводящих двигателей могут быть использованы дизели, двигатели внутреннего сгорания, газовые турбины, электрические двигатели.

Электродвигатели, широко применяемые в гидроприводах, имеют механические характеристики, разнообразие которых определяется типом электродвигателя. Механической характеристикой электродвигателя называют зависимость крутящего момента двигателя от частоты вращения $M = f(n)$ при постоянном напряжении питания и возбуждения. Характерными точками механической характеристики являются точки, отображающие режим холостого хода ($M_{x.x}$; $n_{x.x}$), номинальный ($M_{\text{ном}}$; $n_{\text{ном}}$) и пусковой ($M_{\text{пуск}}$) режимы. Форма механической характеристики определяется ее жесткостью. Жесткость — отношение приращения момента к приращению частоты вращения. Двигатели с жесткой механической характеристикой мало изменяют частоту вращения вала при изменении нагрузочного момента в широких пределах. Это означает стабильную работу насоса в условиях интенсивного изменения давления. Механическая характеристика трехфазного электродвигателя переменного тока показана на рис. 4.26, а двигателя постоянного тока на рис. 4.27. Аппроксимация рабочей части нелинейной механической характеристики позволяет записать следующую зависимость крутящего момента от угловой скорости:

$$M_{\text{дв}} = M_{\max} \frac{n_{x.x} - n}{n_{x.x} - n_{\max}}, \quad (4.51)$$

где M_{\max} — максимальный крутящий момент; $n_{x.x}$ — частота вращения вала при холостом ходе электродвигателя; n_{\max} — частота вращения вала, соответствующая максимальному крутящему моменту.

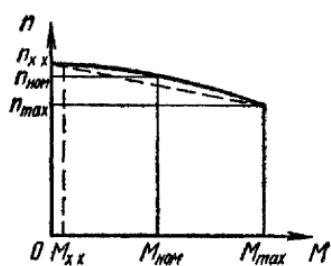
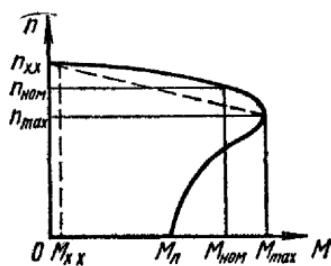


Рис. 4.26. Механическая характеристика трехфазного электродвигателя переменного тока

Рис. 4.27. Механическая характеристика электродвигателя постоянного тока

Приводящий двигатель и насос образуют насосный агрегат. В зависимости от типа применяемого приводящего двигателя различают электронасосный (электродвигатель), дизель-насосный и другие агрегаты. Насосный агрегат с комплектующим оборудованием, смонтированным по определенной схеме, обеспечивающей работу насоса, называют насосной установкой.

Пример 4.6. Выбрать трехфазный асинхронный электродвигатель для привода регулируемого по нагрузке аксиально-поршневого насоса, работающего с частотой вращения $n = 1000$ об/мин в повторном кратковременном режиме нагрузки: участок 1 нагрузочной диаграммы — $Q_1 = 60$ л/мин при давлении нагнетания $p_1 = 10$ МПа в течение $t_1 = 30$ с, $\eta_1 = 0,85$; участок 2 нагрузочной диаграммы — $Q_2 = 6$ л/мин при $p_2 = 15$ МПа в течение $t_2 = 90$ с, $\eta_2 = 0,30$.

Мощность на участке 1 нагрузочной диаграммы

$$N_1 = \frac{p_1 Q_1}{\eta_1} = \frac{10 \cdot 60}{0,85 \cdot 60} = 11,75 \text{ кВт.}$$

Мощность на участке 2 нагрузочной диаграммы

$$N_2 = \frac{p_2 Q_2}{\eta_2} = \frac{15 \cdot 6}{0,3 \cdot 60} = 5 \text{ кВт.}$$

Необходимая мощность электродвигателя

$$N_{\text{эд}} = k \sum \frac{N_i t_i}{t_{\text{ц}}} = 1,1 \frac{11,75 \cdot 30 + 5 \cdot 90}{120} = 7,35 \text{ кВт.}$$

Выбираем электродвигатель 4А132М6УЗ мощностью 7,5 кВт с синхронной частотой вращения 1000 об/мин. Номинальный момент на валу выбранного электродвигателя

$$M_{\text{дв. ном}} = \frac{N}{2\pi n} = \frac{7,5 \cdot 10^3 \cdot 60}{2\pi \cdot 1000} = 71,5 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Момент на валу насоса на участке 1 нагрузочной характеристики

$$M_1 = \frac{1}{2\pi} \frac{V_{01} p_1}{\eta_1} = \frac{Q_1 p_1}{2\pi n_1 \eta_1} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 10}{2\pi \cdot 1000 \cdot 0,85} = 112 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Момент на валу насоса на участке 2 нагрузочной характеристики

$$M_2 = \frac{1}{2\pi} \frac{V_{02} p_2}{\eta_2} = \frac{Q_2 p_2}{2\pi n_2 \eta_2} = \frac{6 \cdot 10^3 \cdot 15}{2\pi \cdot 1000 \cdot 0,3} = 47,8 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Эквивалентный момент на валу насоса

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{\sum M_i^2 t_i}{t_{\text{ц}}} = \sqrt{\frac{112^2 \cdot 30 + 47,8^2 \cdot 90}{120}} = 69,7 \text{ Н}\cdot\text{м};}$$

$$M_{\text{экв}} < M_{\text{дв. ном}}$$

Двигатель 4A132М6УЗ ГОСТ 19523—74 удовлетворяет заданным нагрузкам.

§ 4.7 ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ЦИЛИНДРЫ

Гидравлическим цилиндром называют объемный гидродвигатель с ограниченным возвратно-поступательным движением выходного звена. В зависимости от конструкции рабочей камеры гидроцилиндры подразделяются на поршневые, плунжерные, телескопические, мембранные и сильфонные. Наибольшее применение в объемных гидроприводах получили поршневые цилиндры благодаря простой конструкции и высокой надежности.

Поршневые гидроцилиндры. Поршневым цилиндром называют цилиндр, в котором рабочие камеры образованы рабочими поверхностями корпуса и поршня со штоком. На рис. 4.28 показаны конструктивные схемы поршневых цилиндров. В цилиндрической расточке корпуса 1 (рис. 4.28, а) находится поршень 3, жестко соединенный со штоком 4. Шток выходит наружу корпуса. Цилиндр имеет две полости: поршневую *A* — часть рабочей камеры, ограниченной рабочими поверхностями корпуса и поршня, и штоковую *B* — часть рабочей камеры, ограниченной рабочими

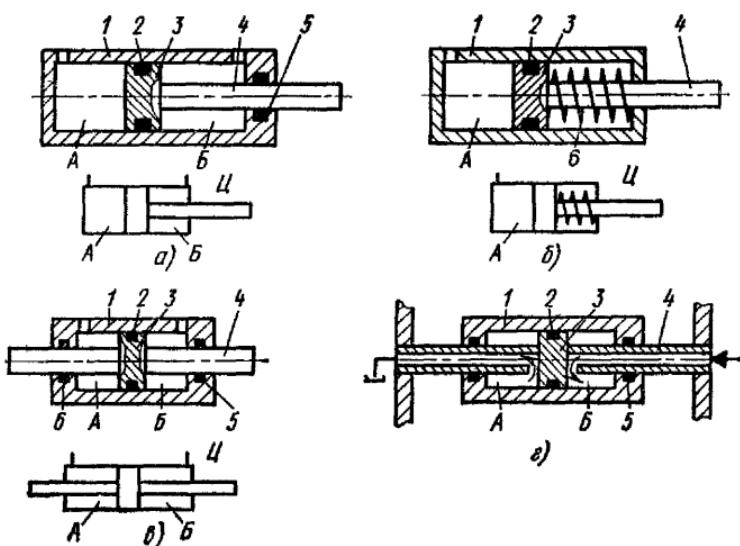


Рис. 4.28. Схемы поршневых гидроцилиндров

поверхностями корпуса, поршня и штока. Для герметизации подвижных соединений в цилиндре установлены уплотнительные кольца 2 и 5.

Принцип работы поршневого гидроцилиндра заключается в следующем. При соединении поршневой полости *A* с напорной линией поршень 3 вместе со штоком 4 под действием давления рабочей жидкости перемещается вправо. При этом одновременно происходит вытеснение рабочей жидкости из штоковой полости *B*. При подводе рабочей жидкости под давлением в полость *B* поршень со штоком перемещается в противоположном направлении.

Поршневые цилиндры подразделяют по следующим признакам: по направлению действия рабочей жидкости — одностороннего и двустороннего действия; по числу штоков — с односторонним и двусторонним штоком; по виду выходного звена — с подвижным штоком и подвижным корпусом.

В цилиндре одностороннего действия (рис. 4.28, б) шток расположен с одной стороны поршня. Имеется лишь одна поршневая полость *A*, и движение штока под действием давления рабочей жидкости возможно только в одном направлении. Движение поршня со штоком в обратном направлении происходит под действием внешних сил, например силы пружины сжатия 6, силы тяжести (веса) и т. д. В цилиндрах двустороннего действия (рис. 4.28, а, в и г) имеются две рабочие полости: поршневая *A* и штоковая *B*. Движение штока под действием давления рабочей жидкости возможно в двух направлениях, штоки расположены по обе стороны поршня. Чаще всего выходным звеном цилиндра является шток (рис. 4.28, а, б и в). Однако в отдельных случаях выходным звеном цилиндра может быть корпус (рис. 4.28, г). В этих случаях штоки цилиндра жестко прикрепляются к объектам, а подвод и отвод рабочей жидкости производится либо через полые штоки, либо при помощи рукавов шлангов. Принцип работы цилиндров с подвижным корпусом заключается в следующем. При соединении штоковой полости *A* с напорной линией корпус *I* цилиндра движется под действием давления рабочей жидкости влево и одновременно рабочая жидкость вытесняется из полости *B* в сливную линию.

Для цилиндров установлены следующие основные параметры и размеры: номинальное давление $p_{\text{ном}}$, МПа; диаметр цилиндра поршня *D*, мм (главный параметр, по которому создаются типоразмеры цилиндров); диаметр штока *d*, мм; ход поршня *L*, мм, и масса цилиндра *m*, кг [1].

Расчет основных параметров. Рабочие площади поршней $S_{\text{п}}$ (м^2) определяют по формулам:

со стороны поршневой полости для цилиндров с односторонним штоком (см. рис. 4.28, а и б)

$$S_{\text{п}} = \frac{\pi D^2}{4}; \quad (4.52)$$

со стороны штоковой полости для цилиндров с односторонним (см. рис. 4.28, а) и двусторонним (рис. 4.28, в и г) штоками при условии равенства диаметров правого и левого штоков

$$S_{2n} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2), \quad (4.53)$$

где D — диаметр поршня; d — диаметр штока.

Теоретическое усилие P (H) на штоке цилиндра без учета сил трения и инерции определяется выражением

$$P = \Delta p S_n, \quad (4.54)$$

где $\Delta p = p_1 - p_2$ — перепад давлений в рабочих полостях, Па.

При работе цилиндра действуют статическая (теоретическая) сила давления P_{ct} , сила трения в конструктивных элементах R_{tp} и сила инерции R_{in} :

$$P_{\text{фак}} = P_{ct} + R_{tp} + R_{in}. \quad (4.55)$$

Сила трения зависит от вида уплотнения. Для цилиндра с резиновыми уплотнениями

$$R_{tp} = f \pi D b p_k z, \quad (4.56)$$

где f — коэффициент трения, $f = 0,1 \dots 0,2$; D — диаметр цилиндра или штока; b — ширина контактного пояска уплотнения; p_k — контактное давление; z — число колец.

Сила инерции движущихся частей возникает при ускорении и замедлении движения потока. В общем случае

$$R_{in} = m a, \quad (4.57)$$

где m — масса движущихся частей, приведенная к штоку, включая массу рабочей жидкости; a — ускорение.

При равномерном движении штока цилиндра сила инерции равна нулю.

Фактическое усилие на штоке цилиндра

$$P_{\text{фак}} = P \eta_{\text{мех}}, \quad (4.58)$$

где P — теоретическое усилие; $\eta_{\text{мех}}$ — механический КПД; $\eta_{\text{мех}} = 0,85 \dots 0,95$.

Расчетную скорость движения штока v (м/с) без учета утечек рабочей жидкости определяют по формуле

$$v = -\frac{Q}{S_n}, \quad (4.59)$$

где Q — расход рабочей жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$; S_n — рабочая площадь поршня, м^2 .

В цилиндре двустороннего действия с односторонним штоком (см. рис. 4.28) скорости движения при прямом и обратном ходе и постоянстве расходов Q различны:

$$v_1 = \frac{Q}{S_{1\Pi}} = -\frac{4}{\pi} \frac{Q}{D^2}; \quad v_2 = \frac{Q}{S_{2\Pi}} = -\frac{4}{\pi} \frac{Q}{D^2 - d^2}. \quad (4.60)$$

Вполне очевидно неравенство $v_2 > v_1$.

Отношение скорости движения при обратном ходе к скорости движения при прямом ходе называют коэффициентом увеличения скорости при обратном ходе:

$$c = \frac{v_2}{v_1} = \frac{D^2}{D^2 - d^2}. \quad (4.61)$$

Теоретическая мощность (Вт) цилиндра

$$N_{\text{теор}} = \Delta p S_{\Pi} v, \quad (4.62)$$

где Δp — перепад давлений, Па; S_{Π} — рабочая площадь поршня, м^2 ; v — скорость движения штока (корпуса), м/с.

Потери мощности на преодоление сил трения

$$N_{\text{тр}} = P_{\text{тр}} v, \quad (4.63)$$

где $P_{\text{тр}}$ — усилие для преодоления трения в конструкции цилиндра.

Номинальная мощность цилиндра

$$N = N_{\text{теор}} - N_{\text{тр}}. \quad (4.64)$$

Коэффициент полезного действия

$$\eta = \frac{N}{N_{\text{теор}}} = 1 - \frac{P_{\text{тр}}}{P}. \quad (4.65)$$

Расчеты на прочность. При действии P_{Φ} шток цилиндра работает на растяжение или сжатие. Шток, работающий на сжатие, необходимо проверять на устойчивость при продольном изгибе, а шток, работающий на растяжение, — на прочность по допускаемым напряжениям при растяжении.

Из опыта проектирования установлено, что отношение диаметра штока к диаметру поршня равно

$$\frac{d}{D} = 0,3, \dots, 0,7. \quad (4.66)$$

Толщину стенки цилиндра определяют по формуле Лямэ:

$$\delta_c \geq \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma] + p}{[\sigma] - p}} - 1 \right), \quad (4.67)$$

где D — диаметр поршня; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение растяжения материала цилиндра, Па; $p = 1,2p_{\max}$ — расчетное давление, Па; p_{\max} — максимальное давление, Па.

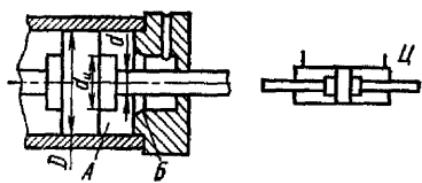


Рис. 4.29. Схема демпфирующего устройства гидроцилиндра

Толщину плоского дна цилиндра одностороннего действия определяют по формуле

$$\delta_{\text{дн}} \geq 0,4D \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}}. \quad (4.68)$$

Демпфирующие устройства. Для уменьшения ударных воздействий при подходе поршня к крайним положениям иногда в полостях гидроцилиндра предусматривают демпфирующие устройства. На рис. 4.29 показана простейшая схема демпфирующего устройства. Принцип торможения заключается в следующем. Жидкость, находящаяся в камере *A*, запирается между крышкой и поршнем и медленно дросселируется через профильный зазор *B*. Расход жидкости, запертой в камере *A* и вытесняемой при движении поршня со скоростью v_n , определяют по формуле

$$Q = v_n \frac{\pi}{4} (D^2 - d_{\text{ц}}^2). \quad (4.69)$$

Вытесняемая жидкость проходит через профильный зазор *B* со скоростью v_d , определяемой из условий неразрывности потока:

$$v_n \frac{\pi}{4} (D^2 - d_{\text{ц}}^2) = v_d f_d, \quad (4.70)$$

где f_d — площадь профильного зазора, через который проходит жидкость.

Из условия (4.70) можно найти скорость течения жидкости в зазоре

$$v_d = v_n \frac{\pi}{4} \frac{D^2 - d_{\text{ц}}^2}{f_d}. \quad (4.71)$$

Если жидкость проходит через кольцевой равномерный зазор, то перепад давлений на этом зазоре определяют по формуле

$$\Delta p_d = \frac{12\mu L}{b^2} v_d, \quad (4.72)$$

где μ — динамическая вязкость жидкости; L — длина демпфирующего зазора; b — радиальный зазор.

Усилие демпфирования

$$P_d = \Delta p_d \frac{\pi}{4} (D^2 - d_{\text{ц}}^2). \quad (4.73)$$

Необходимо стремиться к равенству $P_d \approx P_f$. Если требуется обеспечить постоянное замедление движения поршня, демпферы выполняют с переменным (профильным) сечением дроссельного канала.

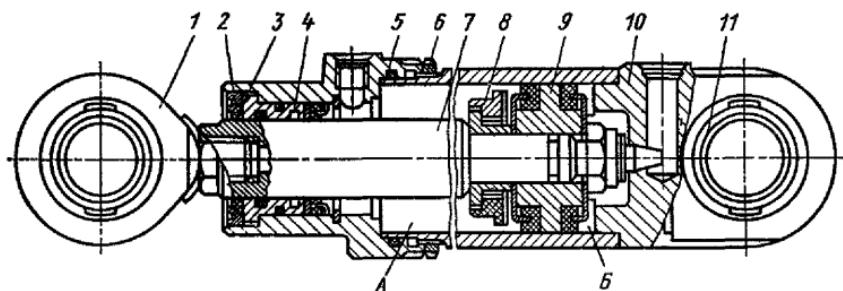


Рис. 4.30. Поршневой гидроцилиндр

Типовые конструкции поршневых цилиндров. Поршневой цилиндр (рис. 4.30) состоит из корпуса 10, штока 7 с поршнем 9, крышки 5, втулки 4, демпфера 8, грязесъемника 3, опорного кольца 2 и проушины 1. Герметизация поршня осуществляется двумя манжетами, а штока — резиновым и защитным кольцами, установленными во втулке 4, и манжетой. Герметизация неподвижных соединений осуществляется резиновыми уплотнительными кольцами. Соединение крышки 5 с корпусом — резьбовое со стопорной гайкой 6. В отверстиях проушины корпуса 10 для крепления цилиндра и проушины 1 имеются шарнирные подшипники 11, которые крепятся упорными кольцами. Рабочая жидкость в поршневую полость *Б* цилиндра подводится через отверстие в корпусе 10, а в штоковую полость *А* — через отверстие в крышке 5. Цилиндр крепят с помощью проушины и шарнирного подшипника [3, 5, 7].

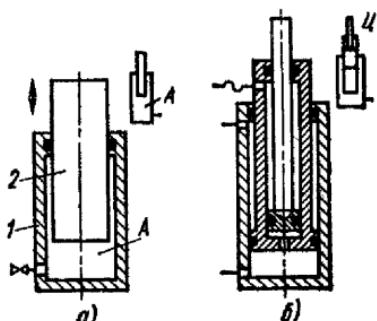
Сведения о плунжерных и телескопических цилиндрах. Плунжерным цилиндром называют цилиндр с рабочей камерой, образованной рабочими поверхностями корпуса и плунжера. Это цилиндры одностороннего действия. Плунжерный цилиндр состоит из корпуса 1 и плунжера 2 (рис. 4.31, *а*). Принцип работы цилиндра заключается в следующем. При соединении полости *A* с напорной линией плунжер движется под действием давления. При соединении полости *A* со сливной линией гидропривода плунжер цилиндра под действием внешних сил возвращается в исходное положение.

Скорость перемещения плунжера определяют по формуле

$$v = \frac{4Q}{\pi D^2}, \quad (4.74)$$

где *Q* — расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$;
D — диаметр плунжера, м.

Рис. 4.31. Конструктивная схема плунжерного (*а*) и телескопического (*б*) цилиндров



Усилие на плунжере без учета сил трения и инерции определяют по формуле

$$P = pS_n = p \frac{\pi D^2}{4}. \quad (4.75)$$

Плунжерные цилиндры отличаются простотой конструкции. Недостатком их являются малый ход и неустойчивость плунжера вследствие наличия только одной опоры плунжера в цилиндре.

Телескопическим цилиндром называют цилиндр с рабочей камерой, образованной рабочими поверхностями корпуса и нескольких концентрично расположенных поршней, перемещающихся относительно друг друга. Сумма ходов поршней должна быть больше длины корпуса (рис. 4.31, б). Последовательность выдвижения поршней может быть от большего к меньшему.

Общие технические требования к гидроцилиндрам устанавливает ГОСТ 16514—79. Основные из них:

поршни и плунжеры цилиндров под статическим усилием должны плавно перемещаться по всей длине хода;

не допускаются боковые нагрузки на штоках цилиндров, эти нагрузки могут привести к быстрому износу уплотнений, поршней и рабочей поверхности цилиндра;

наружные утечки рабочей жидкости через неподвижные уплотнения не допускаются; на подвижных поверхностях допускается наличие масляной пленки без каплеобразования;

внутренние перетечки жидкости из одной полости цилиндра в другую должны быть минимальными и не должны превышать нормы, установленные в ТУ на цилиндр;

рабочие поверхности деталей цилиндров должны быть износостойкими, коррозионно-стойкими или иметь защитные покрытия;

для предотвращения попадания грязи и пыли в полости цилиндров применяются грязесъемники.

Выбор материалов для поршневых цилиндров. Корпуса (гильзы) цилиндров изготавливают обычно из стальных бесшовных горячекатанных труб по ГОСТ 8732—78, сталей 35 и 45 или легированных сталей 30ХГСА и 12Х18Н9Т, алюминиевого сплава Д16Т. Внутренние поверхности корпусов обрабатывают по посадке *H8*. Шероховатость поверхности $Ra = 0,10$ мкм получается хонингованием или раскаткой шариками или роликами. Штоки цилиндров изготавливают из стальных поковок 40Х или 30ХГСА. Перед шлифовкой производят поверхностную закалку до *HRC 38—40*. Наружную поверхность штока обрабатывают по посадке *e8*. Шероховатость поверхности штока $Ra = 0,05$ мкм. Поршни цилиндров изготавливают из сталей 35 и 45. Наружную поверхность поршня обрабатывают по посадке *e8*. Шероховатость поверхности поршня $Ra = 0,80 \dots 0,40$ мкм [1,5].

Пример 4.7. Определить основные рабочие параметры поршневого гидроцилиндра с односторонним штоком со следующими параметрами: рабочая нагрузка $P_{ct} = 90\,000$ Н, максимальные скорости прямого и обратного ходов соответственно

$v_1 = 0,2 \text{ м/с}$ и $v_2 = 0,5 \text{ м/с}$, время разгона при прямом ходе 0,2 с, давление в порной линии $p = 16 \text{ МПа}$, общий КПД цилиндра $\eta = 0,97$. Рабочая жидкость минеральное масло.

Сила инерции во время разгона

$$P_{\text{ин}} = \frac{P_{\text{ст}}}{gt} (v_2 - v_1) = \frac{90\,000 \cdot 0,2}{9,81 \cdot 0,2} = 9180 \text{ Н.}$$

Фактическая сила

$$P_{\text{фак}} = P_{\text{ст}} + P_{\text{ин}} = 90\,000 + 9180 = 99\,180 \text{ Н.}$$

Расчетное усилие

$$P = P_{\text{фак}} / \eta = 99\,180 / 0,97 = 102\,000 \text{ Н.}$$

Диаметр поршня

$$D = \sqrt{\frac{P}{p \frac{\pi}{4}}} = \sqrt{\frac{102\,000 \cdot 4}{16 \cdot 10^2 \pi}} = 9 \text{ см.}$$

Диаметр штока

$$d = D \sqrt{1 - \frac{v_1}{v_2}} = 9 \sqrt{1 - \frac{0,2}{0,5}} = 7 \text{ см.}$$

Толщина стенки цилиндра из стали по формуле (4.67)

$$\delta_{\text{ст}} \geq \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma] + p}{[\sigma] - p}} - 1 \right) = \frac{9}{2} \left(\sqrt{\frac{200 + 16 \cdot 1,2}{200 - 16 \cdot 1,2}} - 1 \right) = 0,5 \text{ см.}$$

Толщина плоского дна цилиндра

$$\delta_{\text{дн}} \geq 0,4D \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} = 0,4 \cdot 9 \sqrt{\frac{16 \cdot 1,2}{200}} = 1,11 \text{ см.}$$

Необходимый расход жидкости

$$Q = S_{\text{п}} v_1 = \frac{\pi D^2}{4} \cdot 0,2 \cdot 100 = 1275 \text{ см}^3/\text{с} = 1,275 \text{ дм}^3/\text{с.}$$

Мощность цилиндра при статической нагрузке

$$N = P_{\text{ст}} v_1 = 90\,000 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3} = 18 \text{ кВт.}$$

§ 4.8. ПОВОРОТНЫЕ ГИДРОДВИГАТЕЛИ

Поворотным гидродвигателем называют объемный гидродвигатель, у которого угол поворота выходного звена (вала) ограничен. Применение в гидроприводах поворотных гидродвигателей упрощает кинематику передающих звеньев машин и механизмов по сравнению с гидроприводами, в которых для этих же целей применяются гидроцилиндры. Это объясняется тем, что вал поворотного гидродвигателя может быть непосредственно соединен с валом приводной машины без каких-либо промежуточных кинематических звеньев, понижающих точность отработки углов поворота машины.

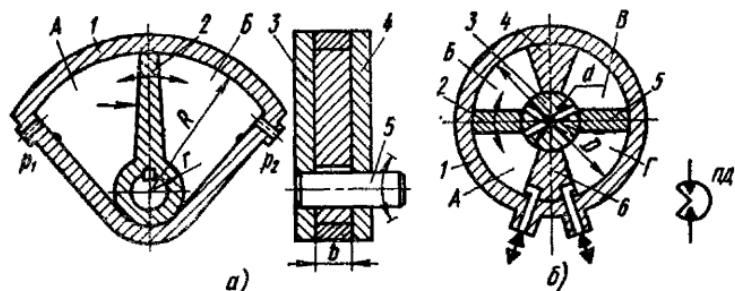


Рис. 4.32. Однопластинчатый (а) и двухпластинчатый (б) поворотные гидродвигатели

Основными параметрами поворотных гидродвигателей являются номинальное давление $p_{\text{ном}}$, номинальный расход $Q_{\text{ном}}$, крутящий момент M , угол поворота ϕ и угловая скорость ω вала гидродвигателя, а также масса m гидродвигателя. Угол поворота ϕ валов поворотных гидродвигателей не превышает 360° . Поворотные гидродвигатели по конструкции рабочих камер подразделяют на пластинчатые и поршневые.

Пластинчатые поворотные гидродвигатели по числу пластин подразделяют на одно-, двух- и трехпластинчатые. На рис. 4.32, а показана конструктивная схема однопластинчатого поворотного гидродвигателя, состоящего из корпуса 1, вала 5, пластины 2, жестко соединенной с валом, и боковых крышек 3 и 4. Гидродвигатель имеет две рабочие камеры A и B , образованные рабочими поверхностями корпуса, пластины и боковых крышек. Принцип работы гидродвигателя заключается в следующем. При подводе рабочей жидкости под давлением в камеру A плата 2 с валом 5 поворачивается по часовой стрелке под действием создаваемого крутящего момента M . Одновременно с поворотом пластина вытесняет рабочую жидкость из камеры B в сливную линию. Если изменить направление потока рабочей жидкости и подводить ее под давлением в камеру B , то вал гидродвигателя будет поворачиваться против часовой стрелки. Крутящий момент M (Н·м) на валу гидродвигателя определяют по формуле

$$M = \Delta p S l = \Delta p \frac{b}{2} (R^2 - r^2), \quad (4.76)$$

где Δp — перепад давлений, Па; $S = (R - r) b$ — рабочая площадь пластины, м^2 ; R и r — большой и малый радиусы, м; b — ширина пластины, м; $l = (R + r)/2$ — плечо (расстояние от оси вращения вала до центра приложения силы давления), м.

Угловую скорость ω (рад/с) поворота вала гидродвигателя определяют по формуле

$$\omega = \frac{2Q}{b(R^2 - r^2)}, \quad (4.77)$$

где Q — расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$.

На рис. 4.32, б показана конструктивная схема двухпластинчатого поворотного гидродвигателя, состоящего из корпуса 1 с неподвижными перегородками 4 и 6, вала 3 и пластин 2 и 5. Гидродвигатель имеет четыре рабочие камеры *A*, *B*, *B* и *Г*, которые соединены попарно каналами, выполненными в валу в разных плоскостях. При подводе рабочей жидкости под давлением, например в камеру *A*, она проходит также и в камеру *B*. В результате действия давления жидкости на пластины в камерах *A* и *B* возникает крутящий момент, под действием которого вал поворачивается по часовой стрелке. Крутящий момент у двух- и трехпластинчатых гидродвигателей больше по сравнению с однопластинчатыми гидродвигателями, однако угол поворота и угловая скорость при том же расходе жидкости у них меньше:

$$M = \frac{b}{8} (\Delta p) (D^2 - d^2) z; \quad (4.78)$$

$$\omega = \frac{8Q}{b (D^2 - d^2) z}, \quad (4.79)$$

где *D* — внутренний диаметр корпуса; *d* — диаметр вала; *z* — число пластин.

Применение пластинчатых поворотных гидродвигателей ограничивается в гидроприводах высокого давления сложностью обеспечения герметизации рабочих камер, особенно по торцу пластин.

Поршневые поворотные гидродвигатели имеют рабочие камеры, образованные рабочими поверхностями корпуса и поршня. На рис. 4.33, а показана конструктивная схема четырехпоршневого поворотного гидродвигателя с двумя реечно-зубчатыми передачами. Основными конструктивными элементами двигателя являются корпус 1 и поршни 2, 4, 5 и 10, установленные в цилиндрических расточках корпуса. Поршни попарно жестко соединены зубчатыми рейками 3 и 6, которые входят в зацепление с зубчатым колесом 7. Выходным звеном гидродвигателя является вал 9. Для выбора зазора и предохранения от поворота рейки вокруг продольной оси имеются два упора 8. Гидродвигатель имеет четыре рабочие камеры (которые при работе гидродвигателя соединяются попарно: *A* и *B*, *B* и *Г*).

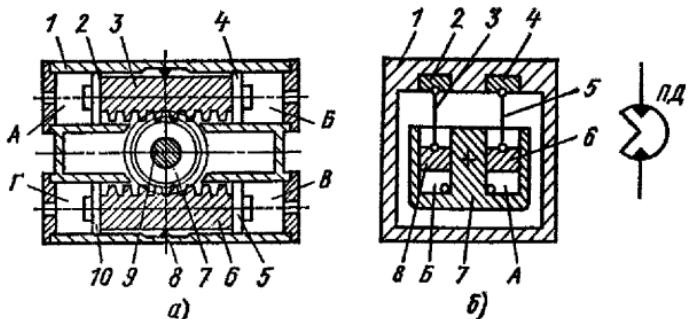


Рис. 4.33. Поршневые поворотные гидродвигатели

Принцип работы гидродвигателя заключается в следующем. При подводе рабочей жидкости под давлением, например, в рабочие камеры *A* и *B* поршни 2 и 5 перемещаются в разные стороны. Вместе с поршнями перемещаются и рейки, которые поворачивают зубчатое колесо 7 с валом 9 по часовой стрелке. Одновременно при этом рабочая жидкость поршнями 4 и 10 вытесняется из камер *B* и *G* в сливную линию гидросистемы. Если изменить направление потока рабочей жидкости и подвести ее под давлением в камеры *B* и *G*, то вал гидродвигателя повернется против часовой стрелки.

Расчетный крутящий момент *M* и угловую скорость ω на выходном звене (валу) гидродвигателя определяют по формулам:

$$M = \Delta p \frac{\pi d^2}{4} \frac{D_k}{2} z; \quad (4.80)$$

$$\omega = \frac{8Q}{\pi d^2 D_k z}, \quad (4.81)$$

где Δp — перепад давлений; $\pi d^2/4$ — площадь поршня; d — диаметр поршня; D_k — диаметр делительной окружности зубчатого колеса; z — число поршней, работающих одновременно.

На рис. 4.33, б показана конструктивная схема поршневого поворотного гидродвигателя с кривошипно-шатунным механизмом. В корпусе 1 гидродвигателя на двух подшипниках качения установлен блок цилиндров 7, с которым жестко соединен вал гидродвигателя (на схеме не показан). В цилиндрические расточки блока цилиндров вставлены рабочие поршни 6 и 8, которые при помощи шатунов 3 и 5 соединены с неподвижными поршнями 2 и 4, запрессованными в корпусе 1. Соединение поршней с шатунами шарнирное. Гидродвигатель имеет рабочие камеры *A* и *B*, соединенные при помощи внутренних каналов с присоединительными штуцерами.

Принцип работы гидродвигателя заключается в следующем. При подводе рабочей жидкости под давлением, например, в рабочую камеру *B* блок цилиндров 7 вместе с валом под действием возникающего крутящего момента поворачивается против часовой стрелки. Одновременно объем рабочей камеры *A* уменьшается и рабочая жидкость вытесняется в сливную линию. Если изменить направление потока рабочей жидкости и подвести ее под давлением в камеру *A*, то вал гидродвигателя повернется по часовой стрелке. Угол поворота вала рассматриваемых поворотных гидродвигателей не превышает 30° от нулевого (среднего) положения вала.

Корпус гидродвигателя изготавливают из алюминиевого сплава Д16Т, поршни — из бронзы БрАМц—9—2, шатуны — из стали 40Х. Шероховатость внутренних поверхностей цилиндрических расточек блока цилиндров $Ra = 0,40$ мкм. Корпуса и боковые крышки пластинчатых гидродвигателей изготавливают из стали 40Х или 12Х18Н9Т, пластины — из бронзы БрАМц—9—2. Шероховатость внутренней поверхности корпуса $Ra = 0,40$ мкм.

Глава 5

ГИДРОАППАРАТУРА

§ 5.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Гидравлическим аппаратом называют устройство гидропривода, которое выполняет хотя бы одну из следующих функций управления: изменяет или ограничивает направление потока рабочей жидкости, открывает или перекрывает поток рабочей жидкости, изменяет параметры потока (расход или давление) рабочей жидкости или поддерживает их заданное значение. Термин *гидроаппаратура* является собирательным названием гидроаппаратов.

Гидроаппараты в соответствии с ГОСТ 17752—72 подразделяют по следующим признакам: по конструкции запорно-регулирующего элемента — золотниковые, крановые и клапанные; по принципу воздействия на запорно-регулирующий элемент — клапаны и гидроаппараты неклапанного действия; по возможности регулирования — регулируемые и нерегулируемые; по характеру открытия рабочего проходного сечения — регулирующие и направляющие; по назначению — клапаны давления, дроссели, распределители, обратные клапаны и т. д.

Для конструкции любого гидроаппарата характерно наличие запорно-регулирующего элемента (рис. 5.1), которым является подвижная деталь 1 (клапан, золотник, кран), при перемещении частично и полностью перекрывающая рабочее проходное сечение гидроаппарата. Рабочее проходное сечение *A* создается в клапанах (рис. 5.1, а) между кромками седла 2 и клапана 1 (площадь рабочего сечения изменяется при осевом смещении клапана 1), в золотниковом гидроаппарате (рис. 5.1, б) — между острыми кромками цилиндрической расточки корпуса 2 и цилиндрического пояска золотника 1 (площадь рабочего сечения изменяется при осевом смещении золотника), в крановом гидроаппарате (рис. 5.1, в) — между острыми кромками каналов корпуса 2 и крана 1 (площадь рабочего сечения изменяется при повороте крана).

Клапаном называют гидроаппарат, в котором величина открытия рабочего проходного сечения (рабочего окна) изменяется под воздействием потока рабочей жидкости, проходящей через гидроаппарат. Исходя из определения, клапан является автоматическим гидроаппаратом, не требующим во время работы какого-либо внешнего воздействия на его запорно-регулирующий элемент.

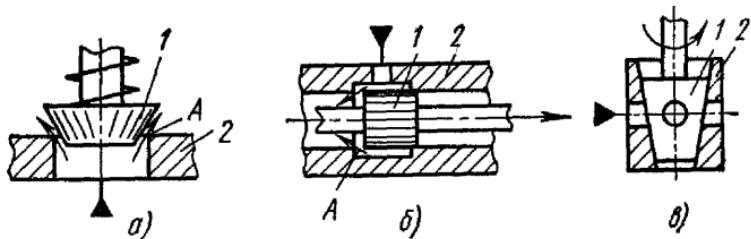


Рис. 5.1. Конструкции запорно-регулирующих элементов

В гидроаппаратах неклапанного действия (распределителях и дросселях) запорно-регулирующие элементы не перемещаются под действием потока рабочей жидкости, проходящей через гидроаппарат. Чтобы изменить рабочее проходное сечение в распределителе или дросселе, необходимо воздействовать на их запорно-регулирующие элементы извне, например, переместить золотник распределителя при помощи электромагнита, повернуть кран вручную и т. д.

В регулируемых гидроаппаратах открытие рабочего проходного сечения или силовое воздействие на запорно-регулирующий элемент могут быть изменены извне, например, путем регулирования силы пружины в клапанах. Среди регулируемых гидроаппаратов выделяют настраиваемые гидроаппараты, в которых регулирование возможно только в нерабочем состоянии, например, путем замены в клапане регулирующей шайбы.

Регулирующим гидроаппаратом называют гидроаппарат, предназначенный для изменения давления или расхода рабочей жидкости путем частичного открытия рабочего проходного сечения (рабочего окна). В таких гидроаппаратах запорно-регулирующие элементы при работе могут занимать бесчисленное множество промежуточных положений. К регулирующим гидроаппаратам относятся, например, напорные клапаны, дроссели, дросселирующие распределители и т. д.

Направляющим гидроаппаратом называют гидроаппарат, предназначенный только для изменения направления потока рабочей жидкости. Давление и расход рабочей жидкости, проходящей через направляющий гидроаппарат, не изменяются. К направляющим гидроаппаратам относятся, например, обратные клапаны, гидрозамки, направляющие распределители и т. д. Для этих гидроаппаратов характерно выполнение своих функций путем полного открытия или закрытия рабочих проходных сечений, т. е. направляющие гидроаппараты работают по принципу «открыто—закрыто».

Гидроаппараты по способу монтажа могут иметь различные исполнения. Гидроаппараты в обычном исполнении имеют свои корпуса, встроенные гидроаппараты своих корпусных деталей не имеют — они являются составными частями других гидравлических устройств. Несколько встроенных гидроаппаратов могут

быть размещены в одном корпусе в виде гидравлического блока или модуля.

Условные графические обозначения гидроаппаратов на схемах устанавливает ГОСТ 2.781—68.

Основные параметры гидроаппаратов (ГОСТ 16517—76): условный проход D_y , расход Q и номинальное давление $p_{\text{ном}}$ рабочей жидкости, перепад давлений Δp , площадь рабочего проходного сечения S и масса m гидроаппарата. Под характеристикой гидроаппарата понимают функциональную зависимость между определенными параметрами. Так, например, основной характеристикой дросселя является зависимость расхода от перепада давлений $Q_{\text{др}} = f(\Delta p)$. Расход жидкости $Q_{\text{др}}$ ($\text{м}^3/\text{с}$) через дроссель определяют по формуле

$$Q_{\text{др}} = \mu S_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}, \quad (5.1)$$

где μ — коэффициент расхода, $\mu = 0,6 \dots 0,7$; $S_{\text{др}}$ — площадь рабочего проходного сечения, м^2 ; ρ — плотность рабочей жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$; Δp — перепад давлений жидкости, Па.

В некоторых случаях при расчетах расхода через дроссель применяют понятие *гидравлическая проводимость*, которую определяют по формуле

$$G = \mu S_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho}}. \quad (5.2)$$

Единица гидравлической проводимости $\text{м}^4/\text{Н}^{1/2}\cdot\text{с}$. В этом случае расход через дроссель определяют по формуле

$$Q_{\text{др}} = G \sqrt{\Delta p}. \quad (5.3)$$

§ 5.2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ КЛАПАНЫ ДАВЛЕНИЯ

Клапаны давления, предназначенные для регулирования давления рабочей жидкости, подразделяют по следующим признакам: по назначению — напорные, редукционные, разности давлений и соотношения давлений; по воздействию потока на запорно-регулирующий элемент — клапаны прямого и непрямого действия.

В клапанах прямого действия рабочее проходное сечение изменяется в результате непосредственного воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент. Увеличение номинального давления при проектировании гидроприводов приводит к недопустимому увеличению размеров пружин клапанов прямого действия, а следовательно, габаритных размеров самих клапанов. Поэтому в гидроприводах с высоким давлением применяют клапаны непрямого действия, представляющие собой совокупность двух клапанов: основного и вспомогательного. В клапанах непрямого действия рабочее проходное сечение основного клапана изменяется в результате воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент вспомогательного клапана.

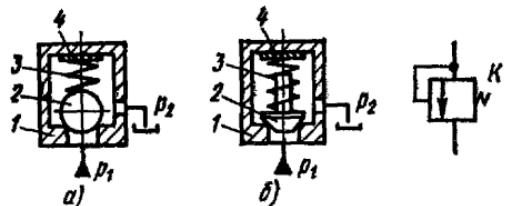


Рис. 5.2. Предохранительные клапаны прямого действия:
а — шариковый; б — конический

Напорным клапаном называют клапан давления, предназначенный для ограничения давления в подводимом к нему потоке рабочей жидкости. Напорные клапаны по назначению подразделяют на предохранительные и переливные.

Предохранительные клапаны предназначены для предохранения гидроприводов от давлений рабочей жидкости, превышающих установленные. Предохранительные клапаны относятся к клапанам эпизодического действия, т. е. при нормальных нагрузках гидроприводов они закрыты и открываются лишь при давлении рабочей жидкости в гидросистеме, превышающем установленное. Основные технические требования к предохранительным клапанам: высокая герметичность сопряжения седло — клапан и стабильность давления настройки клапана ($\pm 5\%$).

По конструкции запорно-регулирующих элементов предохранительные клапаны подразделяют на шариковые и конусные.

На рис. 5.2 показаны конструктивные схемы предохранительных клапанов *прямого действия*, которые состоят из корпуса 1, запорно-регулирующего элемента 2 (рис. 5.2, а — шарик, рис. 5.2, б — конус), цилиндрической пружины 3 и регулировочной шайбы 4. В корпусе каждого клапана имеются два отверстия: для подвода и отвода рабочей жидкости.

Принцип работы клапана основан на уравновешивании силой пружины P_0 (рис. 5.3) силы давления $P_{\text{дав}}$ на запорно-регулирующий элемент, определяемой без учета сил трения по формуле:

$$P_{\text{дав}} = p \frac{\pi D_y^2}{4}, \quad (5.4)$$

где p — давление в напорной линии; D_y — условный проход.

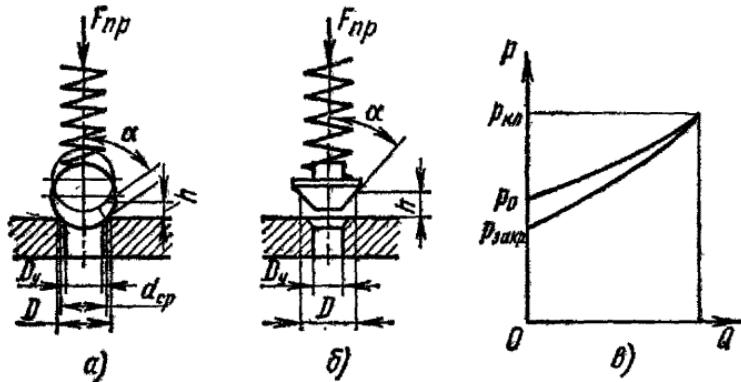


Рис. 5.3. Расчетные схемы предохранительных клапанов

При давлении p_0 клапан начинает открываться, преодолевая силу сопротивления пружины, т. е. при $p_0 \pi D_y^2 / 4 > P_0$ клапан открыт и давление p_0 называют давлением открытия. Полное открытие клапана сопровождается его подъемом от седла на высоту, м:

$$h = \frac{Q}{\mu \pi d_{cp} \sin \alpha} \sqrt{\frac{\rho}{2p_{kl}}}, \quad (5.5)$$

где Q — расход жидкости через открытую щель клапана, $\text{м}^3/\text{с}$; μ — коэффициент расхода щели; d_{cp} — средний диаметр щели клапана, м; α — угол наклона щели клапана (конусности), $\alpha = 45^\circ$ для шарикового клапана, $\alpha = 30 \dots 60^\circ$ для конического клапана; ρ — плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$; $p_{kl} = p_0 + \Delta p_Q$ — потеря давления на щели клапана, Па; Δp_Q — изменение давления в гидролинии при пропускании через клапан расхода Q .

Изменение давления Δp_Q объясняется изменением усилия пружины при подъеме клапана для пропускания жидкости до

$$P_1 = P_0 + zh, \quad (5.6)$$

где z — жесткость пружины, $\text{Н}/\text{м}$.

Значение Δp_Q задают или выбирают по возможности минимальным. При заданном Δp_Q можно определить жесткость пружины, $\text{Н}/\text{м}$:

$$z = \Delta p_Q \frac{\pi D_y^2}{4h}. \quad (5.7)$$

При закрытии клапана сила пружины превышает силу давления жидкости на запорно-регулирующий элемент, т. е. $p_{закр} S < P_0$, где S — площадь затвора, на которую действует давление жидкости.

Площадь затвора при закрытии клапана равна сумме площади сечения канала подвода рабочей жидкости и половины площади уплотняющего пояска запорно-регулирующего элемента и седла

$$S = \frac{\pi D_y^2}{4} + \frac{1}{2} \frac{\pi}{4} (D^2 - D_y^2), \quad (5.8)$$

где D — наружный диаметр уплотняющего пояска, м.

Давление закрытия клапана в этом случае

$$p_{закр} = \frac{P_0}{S}. \quad (5.9)$$

Разницу между давлениями открытия и закрытия $\Delta p_{гист} = p_0 - p_{закр}$ называют *гистерезисом клапана* (рис. 5.3, в). На практике стремятся к минимальному значению гистерезиса, что достигается уменьшением опорного пояска, уменьшением сил трения, которые при проведении выкладок не учитывались. Стабильность работы клапана тем выше, чем меньше значение $\Delta p_{гист}$.

Герметичность — одна из основных характеристик предохранительного клапана — обеспечена, если между запорно-регулирующим элементом и седлом клапана под действием силы пружины создается замкнутая линия контакта, а контактное напряжение на опорной поверхности значительно превышает давление жидкости

$$\sigma = \frac{P_0}{\frac{\pi}{4} (D^2 - D_y^2)} > p_0. \quad (5.10)$$

При открытии клапана часть жидкости, нагнетаемой насосом, сливается в бак. Если причину, вызвавшую повышение давления в напорной линии, не устраниТЬ, то клапан останется открытым или будет совершать колебательное движение, а давление будет меняться в пределах давлений $p_{кл}$ и $p_{закр}$. Устойчивость клапана означает отсутствие незатухающих колебаний, приводящих к ударам клапана о седло и его разрушению, а также к значительным колебаниям давления во всей напорной линии. Динамика клапана обусловливается ускорением его подвижных частей в переходном режиме. В момент открытия клапана вследствие инерции его подвижных элементов и трения давление перед клапаном резко возрастает, а сам клапан получает импульс силы и открывается с большим ускорением. При этом сжимается пружина, скорость потока в проходном канале клапана увеличивается, давление резко уменьшается. Это вызывает обратное движение клапана в сторону седла, что в свою очередь вызывает увеличение давления и новый подъем клапана. Таким образом цикл повторяется. Для устранения таких явлений применяют демпфирующие устройства, создающие при движении клапана силы сопротивления, которые примерно пропорциональны скорости движения запорно-регулирующего элемента.

На рис. 5.4 показана конструктивная схема предохранительного клапана **непрямого действия**. В корпусе 1 кроме основного конического клапана 2 имеется вспомогательный шариковый клапан 4 с пружиной 5. Для уменьшения усилия пружины 3 основного клапана полость Γ соединена через дроссель B с напорной (входной) полостью A . Давление настройки клапана 4 регу-

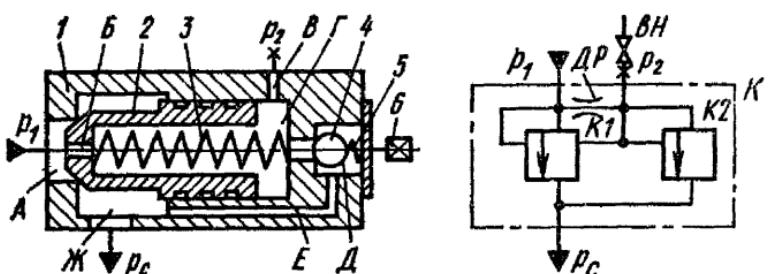


Рис. 5.4. Предохранительный клапан непрямого действия

Рис. 5.5. Золотниковый (а) и дифференциальный (б) переливные клапаны прямого действия

лируется винтом 6. Полость Γ при помощи канала E соединена со сливной (выходной) полостью \mathcal{J} .

Принцип работы клапана заключается в следующем. При допустимом давлении в полости A на основной клапан 2 со стороны полости Γ действуют сила пружины $P_{\text{пр}}$ и сила давления P_2 , которые прижимают клапан 2 к седлу корпуса. Этот клапан закрыт до тех пор, пока закрыт вспомогательный клапан 4 и выполняется условие

$$P_{\text{пр}} + P_2 > P_1. \quad (5.11)$$

При давлении рабочей жидкости в полости A больше допустимого увеличивается давление p_2 в полости Γ . При этом открывается шариковый клапан 4, и рабочая жидкость из полости Γ поступает через клапан в полость \mathcal{D} и по каналу E в сливную полость \mathcal{J} . Давление в полости Γ уменьшается и под действием силы давления P_1 клапан 2 смещается вправо, открывая проход рабочей жидкости через основной клапан $K1$ в сливную полость \mathcal{J} . Клапан 2 может разгружаться также дистанционно. Для этого достаточно соединить канал B со сливной линией при помощи вентиля BH [3, 4, 7, 11].

Переливные клапаны предназначены для поддержания заданного давления в напорной линии путем непрерывного слива рабочей жидкости во время работы. Переливные клапаны широко применяют в гидроприводах с дроссельным регулированием. Шариковые и конические переливные клапаны отличаются от предохранительных клапанов лишь характеристикой пружин. Для обеспечения слива рабочей жидкости в большом диапазоне изменения расхода необходимо обеспечить как можно меньшее изменение давления в напорной линии. Для этого используют пружины с возможно меньшей жесткостью.

К переливным клапанам не предъявляют высоких требований к герметичности, поэтому их запорно-регулирующие элементы часто выполняют в виде золотников. На рис. 5.5 показаны конструктивные схемы золотниковых переливных клапанов прямого действия. Основными элементами переливного клапана (рис. 5.5, а) являются корпус 1, золотник 2 и цилиндрическая пружина 3. Клапан на заданное давление регулируют при помощи регулировочного винта 4.

Принцип работы клапана заключается в следующем. При подводе к клапану рабочей жидкости под давлением золотник 2 под

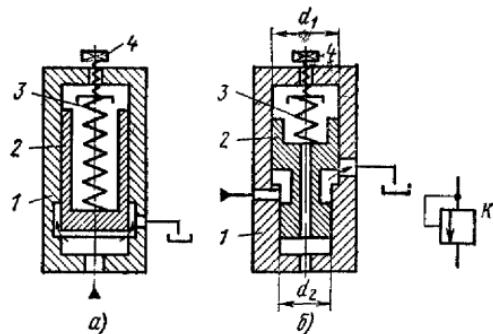
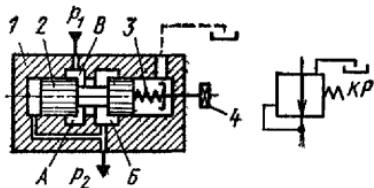


Рис. 5.6. Редукционный клапан прямого действия



действием разности сил давления и пружины перемещается вверх. При этом образуется рабочее проходное сечение (щель) между острыми кромками цилиндрической расточки корпуса и золотника. Чем больше расход рабочей жидкости, поступающей сливающейся из напорной линии, тем большая величина открытия клапана. При этом изменение давления в напорной линии пропорционально подъему золотника и жесткости пружины.

На рис. 5.5, б показана конструктивная схема переливного клапана с дифференциальным золотником. Клапан состоит из корпуса 1, золотника 2, цилиндрической пружины 3 и регулировочного винта 4. Золотник имеет два цилиндрических пояска разных диаметров d_1 и d_2 . Пружина клапана воспринимает давление жидкости, действующее на эффективную площадь, равную разности площадей торцов золотника. Использование в клапане дифференциального золотника, работающего по принципу гидравлического уравновешивания, позволяет уменьшить размеры пружины.

Переливные клапаны в гидроприводах с дроссельным регулированием подключают к напорным линиям параллельно. В сливных линиях переливные клапаны иногда устанавливают последовательно. В этих случаях они выполняют функцию подпорных клапанов.

Редукционным клапаном называют клапан давления, предназначенный для поддержания давления в отводимом от него потоке рабочей жидкости более низкого, чем давление в подводимом потоке. Редукционные клапаны применяют в гидроприводах, в которых от одного источника питаются несколько потребителей, работающих при разных давлениях [4, 7, 11].

На рис. 5.6 показана конструктивная схема *редукционного клапана прямого действия*. Основные элементы клапана: корпус 1, золотник 2, пружина 3 и регулировочный винт 4. Клапан подключают в гидросеть последовательно. Принцип работы редукционного клапана заключается в следующем. Рабочая жидкость под давлением p_1 подводится в полость А, затем дросселируется через рабочее проходное сечение В клапана. Вследствие этого давление на выходе клапана p_2 (редуцированное давление) в полости Б понижается и поддерживается в заданных пределах. При повышении редуцированного давления сверх расчетного золотник 2 клапана автоматически перемещается вправо, сжимая пружину 3. При этом рабочее проходное сечение (дросселирующая щель) уменьшается, гидравлическое сопротивление увеличивается и давление снижается до расчетного значения. При понижении редуцированного давления ниже расчетного значения золотник переместится влево под действием пружины 3. При этом рабочее проходное сечение увеличится, гидравлическое сопротивление

уменьшится и давление увеличится до расчетного значения. Уравнение равновесия золотника при работе клапана в установившемся режиме без учета сил трения и гидродинамического давления имеет вид

$$P_1 + zh = Sp_2, \quad (5.12)$$

где P_1 — сила пружины при ее предварительной деформации, Н; z — жесткость пружины, Н/м; h — ход золотника, м; S — площадь торца золотника, м^2 ; p_2 — редуцированное давление, Па.

Редуцированное давление на выходе клапана можно найти из уравнения (5.12):

$$p_2 = \frac{P_0 + zh}{S}. \quad (5.13)$$

Для обеспечения стабильного редуцированного давления p_2 следует устанавливать пружину с малой жесткостью.

Для повышения стабильности редуцированного давления применяют *редукционные клапаны непрямого действия* (рис. 5.7). Клапан состоит из корпуса 1, в центральной расточке которого размещены золотник 2 основного клапана и вспомогательный шариковый клапан 4. Усилие пружины 5 регулируется винтом 6. Полость B соединена с полостью E каналом V , выполненным внутри золотника. Внизу этого канала установлен демпфер 7. Полости B и D соединены с полостью G соответствующими каналами. Полость J шарикового клапана имеет канал для слива жидкости в бак. Рабочее проходное сечение в основном клапане образуется кромками цилиндрической расточки корпуса 1 и конического пояска золотника 2.

Принцип работы клапана заключается в следующем. Рабочая жидкость под высоким давлением p_1 поступает в полость A и через рабочее проходное сечение поступает в полость G . При этом происходит дросселирование жидкости. В результате этого давление на выходе клапана понижается до установленного значения p_2 . При давлении p_2 больше расчетного давление в полости E также увеличивается, шариковый клапан 4 открывается и часть жидкости сливается в бак. Под действием давления жидкости в полостях B , D и E золотник перемещается вверх, рабочее проходное сечение при этом уменьшается. Вследствие этого давление в полости G уменьшается до первоначального значения. При понижении редуцированного давления p_2 золотник под действием силы пружины 3 опускается, рабочее проходное сечение увеличивается, что вызывает увеличение давления p_2 до установленного значения. Таким об-

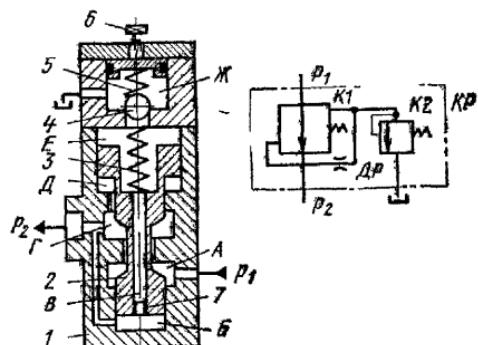
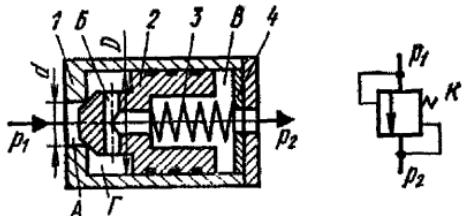


Рис. 5.7. Редукционный клапан непрямого действия

Рис. 5.8. Клапан разности давлений



разом, давление p_2 автоматически поддерживается постоянным независимо от изменения нагрузки на выходе клапана. Рассматриваемая схема клапана характерна для серийно выпускаемых редукционных клапанов непрямого действия по ГОСТ 21129—75 с условными проходами 10, 20 и 32 мм и номинальным давлением на входе в клапан до 32 МПа. Основные параметры редукционных клапанов: условный проход, номинальное, максимальное и минимальное давления на входе; диапазон регулирования давления на выходе; расход жидкости, допустимые утечки жидкости; максимальный расход жидкости, проходящей через вспомогательный клапан; масса (без рабочей жидкости).

Клапаном разности давлений называют клапан давления, предназначенный для поддержания заданной разности давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости или в одном из этих потоков и постоянном потоке. На рис. 5.8 показана конструктивная схема клапана разности давлений, состоящего из корпуса 1, запорно-регулирующего элемента (клапана) 2, цилиндрические пружины 3 и регулирующие прокладки 4. В клапане 2 имеется отверстие B для соединения полости Γ с полостью B . Условие равновесия клапана 2 (без учета сил трения и диаметра отверстия B) имеет вид

$$p_1 \frac{\pi d^2}{4} + p_2 \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} = p_2 \frac{\pi D^2}{4} + P_{\text{пр}}, \quad (5.14)$$

откуда разность давлений

$$p_1 - p_2 = \Delta p = \frac{4P_{\text{пр}}}{\pi d^2} = \text{const.} \quad (5.15)$$

Клапан разности открывается при условии $\Delta p > 4P/\pi d^2$. В сущности клапан разности является разновидностью редукционного клапана, так как на выходе давление понижается. Клапаны разности давлений получили применение в гидроприводах с объемным регулированием как подпиточные клапаны.

Корпус аппаратуры изготавливают обычно из стали 40Х с термообработкой до $HRC 40-45$. Запирающие элементы изготавливают из стали типа ШХ15 с термообработкой до $HRC 60-64$ и последующей обработкой холодом. Седла клапанов обычно изготавливают из стали 40Х или 12ХН3А с термообработкой до $HRC 40-45$. Для труящихся поверхностей запирающих элементов и корпуса $Ra = 0,40 \dots 0,10 \text{ мкм}$. Зазоры назначают в пределах 8—20 мкм. Номинальный зазор тем меньше, чем меньше диаметр запорного элемента и чем более жесткие требования по герметичности к аппаратуре предъявляются.

Пример 5.1. Определить основные размеры конического предохранительного клапана прямого действия со следующими параметрами: давление открытия клапана $p_0 = 16$ МПа, увеличение давления $\Delta p_Q = 0,5$ МПа при пропускании расхода $Q = 2$ дм³/с. Рабочая жидкость минеральное масло.

Условный проход подводящего канала при скорости жидкости $v = 4$ м/с.

$$D_y = 1,13 \sqrt{Q/v} = 1,13 \sqrt{2000/400} = 2,52 \text{ см.}$$

Принимаем $D_y = 25$ мм, $\alpha = 45^\circ$.

Средний диаметр $d_{cp} = D_y + 0,5 = 25,5$ мм.

Высота подъема клапана

$$h = \frac{Q}{\pi d_{cp} \sin \alpha} \sqrt{\frac{\rho}{2(p_0 + \Delta p_Q)}} =$$

$$= \frac{2000}{0,61 \cdot \pi \cdot 2,55 \cdot 0,707 \cdot 100} \sqrt{\frac{900}{2 \cdot 16,5 \cdot 10^6}} = 0,031 \text{ см.}$$

Жесткость пружины

$$z = \frac{\Delta p_Q}{h} \frac{\pi D_y^2}{4} = \frac{0,5 \cdot 100 \cdot \pi \cdot 6,25}{0,031 \cdot 4} = 8000 \text{ Н/см.}$$

Сила пружины при предварительной деформации

$$P_0 = p_0 \frac{\pi D_y^2}{4} = 16 \cdot 10^6 \frac{\pi \cdot 6,25}{4} = 7840 \text{ Н.}$$

Предварительная деформация

$$H_0 = \frac{P_0}{z} = \frac{7840}{8000} \approx 1 \text{ см.}$$

Давление закрытия клапана

$$p_{закр} = \frac{p_0}{\frac{\pi D_y^2}{4} + \frac{1}{2} \frac{\pi}{4} [(D_y + 0,1)^2 - D_y^2]} =$$

$$= \frac{7840}{\frac{\pi}{4} \left(2,5^2 + \frac{1}{2} \cdot 5,1 \cdot 0,1 \right) 100} = 15,33 \text{ МПа.}$$

Гистерезис клапана

$$\Delta p_{гист} = p_0 - p_{закр} = 16 - 15,33 = 0,67 \text{ МПа.}$$

Площадь опорной фаски

$$S_{оп} = \frac{\pi}{4} [(D_y^2 + 0,1)^2 - D_y^2] = \frac{\pi}{4} (6,76 - 6,25) = 0,4 \text{ см}^2.$$

Давление на опорную фаску

$$\sigma = 1,5 \frac{p_0}{S_{оп}} = 1,5 \frac{7840}{0,4} = 294 \text{ МПа.}$$

Клапан следует изготавливать из стали, так как $\sigma \ll 300$ для бронзы, а для стали $\sigma < 800$ МПа.

§ 5.3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДРОССЕЛИ И РЕГУЛЯТОРЫ ПОТОКА

Под дросселем понимают регулирующий гидроаппарат, предназначенный для поддержания заданного расхода рабочей жидкости в гидролинии в зависимости от перепада давлений на дросселе. Такие регулируемые дроссели применяют в гидроприводах для регулирования скорости движения выходных звеньев гидродвигателей, работающих в режимах постоянных нагрузок. Дроссели по конструкции запорно-регулирующих элементов подразделяются на золотниковые и крановые. На рис. 5.9, а показана конструктивная схема золотникового дросселя, в котором рабочее проходное сечение создается кромками расточки корпуса 1 и золотника 2. Для изменения площади рабочего проходного сечения дросселя необходимо перемещать золотник в осевом направлении. На рис. 5.9, б показана конструктивная схема кранового дросселя, в котором рабочее проходное сечение создается между расточкой корпуса 1 и узкой щелью, выполненной в полом кране 2. Для изменения площади рабочего проходного сечения дросселя необходимо повернуть кран в ту или иную сторону.

На рис. 5.10 показана конструкция типового кранового дросселя. Кран 4 с лимбом 1 и рукояткой 6 установлен в корпусе 3, закрытом крышками 2 и 5. Правая часть крана 4 полая и имеет узкую щель *B*. Канал *A* (или *B*) предназначен для подвода рабочей жидкости, а канал *Г* — для отвода. Другие каналы и отверстия являются дренажными и предназначены для отвода утечек жидкости. Принцип работы дросселя заключается в следующем. Рабочая жидкость подводится в канал *A* и, проходя через щель *B*, поступает в канал *Г* на выход из дросселя. Расход рабочей жидкости через дроссель зависит от площади рабочего проходного сечения щели, которое изменяется при повороте крана 4. Чем больше угол поворота крана, тем больше расход через дроссель. Основными параметрами дросселей являются условные проходы 10 и 20 мм, номинальное давление 20 МПа и расходы 20 и 80 л/мин.

Расход через дроссель при прочих равных условиях зависит не только от площади рабочего проходного сечения, но и от перепада давлений. Чем меньше перепад давлений Δp , тем меньше расход *Q*, и наоборот. Так как перепад давлений зависит от нагрузки, приложенной к выходному звену гидродвигателя, то

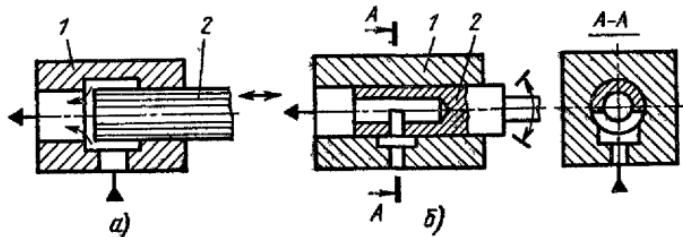


Рис. 5.9. Схемы регулируемых дросселей

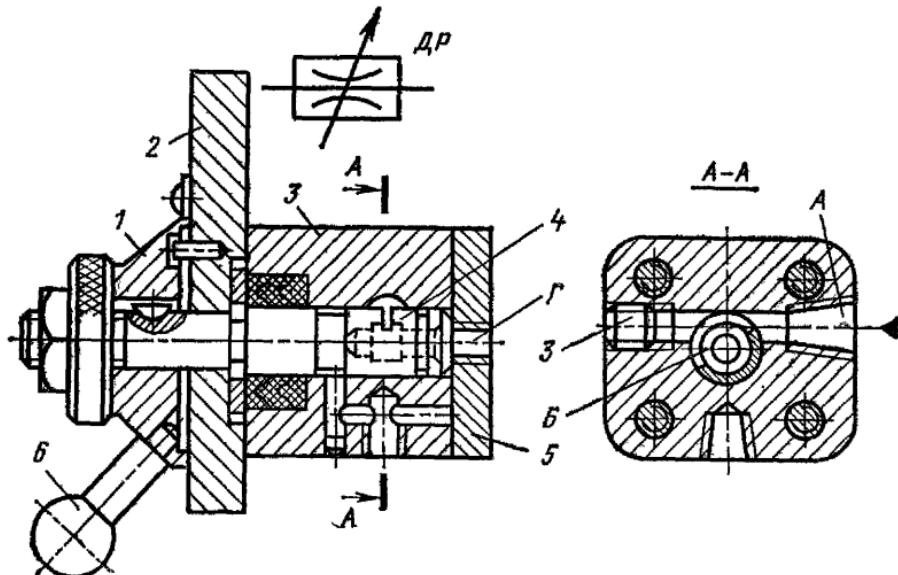


Рис. 5.10. Конструкция типового регулируемого дросселя

при переменной нагрузке нельзя получить с помощью одного только дросселя постоянный расход и, следовательно, стабильную скорость выходного звена гидродвигателя. Поэтому в гидропри-водах с дроссельным регулированием применяют регуляторы потока — гидроаппараты, в состав которых входят помимо регулируемых дросселей также и клапаны, обеспечивающие постоянство D_p .

Регулятором потока называют регулирующий гидроаппарат, предназначенный для поддержания заданного расхода вне зависимости от перепада давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости. Конструктивно регуляторы потока представляют собой модули, состоящие из регулируемого дросселя и клапана. При помощи дросселя, как правило, регулируется (дозируется) расход рабочей жидкости, а при помощи клапана автоматически обеспечивается постоянный перепад давлений на дросселе. Клапаны, входящие в состав регуляторов потока, могут быть включены с дросселем как последовательно, так и параллельно.

На рис. 5.11 показана конструктивная схема регулятора потока с последовательным включением клапана. В корпусе 1 регулятора размещены регулируемый дроссель 2 и золотник 4 редукционного клапана с цилиндрической пружиной 3. Порядок 5 клапана соединена канап-

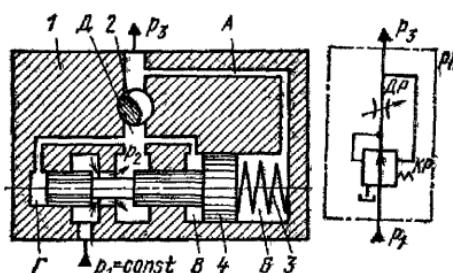
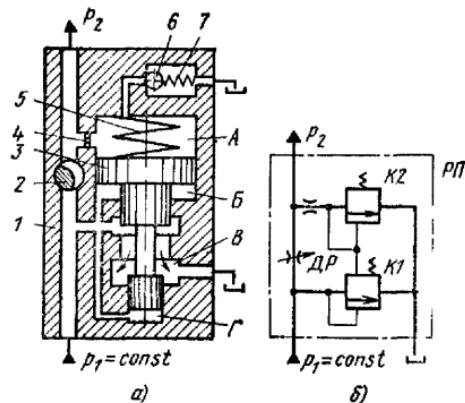


Рис. 5.11. Регулятор потока с последовательным включением редукционного клапана

Рис. 5.12. Регулятор потока с параллельным включением переливного клапана



воздлом A с выходом из регулятора, а полости B и G соединены каналами с полостью D . Принцип работы регулятора потока заключается в следующем. Рабочая жидкость под давлением $p_1 = \text{const}$ поступает через редукционный клапан в полость D , а затем под давлением p_2 поступает через дроссель 2 на выход регулятора под давлением p_3 . В полостях B и G на золотник 4 клапана действует давление p_2 , а в полости B — сила пружины 3 и давление p_3 , зависящее от нагрузки. Сумма сил, действующих на золотник клапана (без учета сил трения)

$$p_3 \frac{\pi D^2}{4} + P_{\text{пр}} = p_2 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) + p_2 \frac{\pi d^2}{4}, \quad (5.16)$$

где D и d — диаметры большого и малого пояска золотника; p_2 — редуцированное давление в полости D ; p_3 — давление жидкости на выходе из регулятора.

Перепад давлений на дросселе

$$\Delta p = p_2 - p_3 = \frac{4P_{\text{пр}}}{\pi D^2} = \text{const.} \quad (5.17)$$

Если давление p_3 увеличится, то перепад давлений на дросселе уменьшится. В этом случае вследствие увеличения давления в полости B золотник 4 редукционного клапана автоматически перемещается влево, увеличивая при этом рабочее проходное сечение. В результате этого расход и давление p_2 также увеличиваются. Таким образом, прежний перепад давлений на дросселе восстанавливается. При уменьшении давления p_3 золотник 4 клапана перемещается вправо, уменьшая при этом рабочее проходное сечение, в результате чего давление p_2 уменьшается. И в этом случае перепад давлений на дросселе восстанавливается. Рассмотренная схема типична для регуляторов потока, изготавляемых по ГОСТ 21352—75 на номинальное давление до 20 МПа.

На рис. 5.12 показана конструктивная схема регулятора потока с параллельным включением клапанов. В корпусе 1 регулятора размещены регулируемый дроссель 2, золотник 3 переливного клапана с цилиндрической пружиной 5 и предохранительный клапан 6 с пружиной 7. Полости B и G переливного клапана соединены каналами с входом в регулятор, полость A — с выходом из регулятора при помощи канала с постоянным дросселем 4. Принцип работы регулятора потока заключается в следующем.

Рабочая жидкость под давлением p_1 поступает в регулятор и делится на два потока: один поступает через дроссель 2 на выход регулятора, другой сливается в бак через золотник 3 переливного клапана. В полостях Б и Г на золотник клапана действует давление p_1 , а в полости А — сила пружины 5 и давление p_2 , зависящее от нагрузки на гидродвигателе. При увеличении давления p_2 золотник 3 клапана перемещается вниз и уменьшает рабочее проходное сечение, при этом расход через переливной клапан уменьшается. В результате давление p_1 на входе в регулятор увеличивается, и таким образом перепад давлений на дросселе 2 $\Delta p = p_1 - p_2$ восстанавливается. При уменьшении давления p_2 золотник 3 клапана перемещается вверх и увеличивает рабочее проходное сечение, расход через клапан увеличивается, давление p_1 уменьшается. В результате перепад давлений на дросселе 2 снова восстанавливается. При давлении p_2 выше допустимого открывается предохранительный клапан 6; давление в полости А клапана падает, золотник 3 перемещается вверх, открывая проход всему потоку рабочей жидкости, поступающему в регулятор.

Рассматриваемая схема типична для серийно выпускаемых регуляторов потока типа ПГ55-1, АПГ55-1 и БПГ55-1 и позволяет регулировать скорость перемещения выходных звеньев гидродвигателей и предохраняет гидропривод от перегрузки. Номинальные давления 6,3; 10 и 20 МПа. Пределы регулирования давления соответственно 1,0—6,3; 2,0—10,0; 3,0—20,0 МПа. К основным параметрам регуляторов потока относятся условный проход, номинальное давление на входе, номинальный расход жидкости, перепад давлений, допустимое отклонение расхода и утечки жидкости, масса (без рабочей жидкости).

Пример 5.2. Определить условный проход подводящего канала дросселя и максимальную площадь рабочего проходного сечения дросселя при следующих данных: расход $Q = 20 \text{ л/мин}$, перепад давлений $\Delta p = 20 \text{ МПа}$, скорость потока в подводящем канале $v = 4 \text{ м/с}$. Рабочая жидкость минеральное масло.

Площадь проходного сечения

$$S_{dp} = \frac{Q}{\mu \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}}} = \frac{20000}{60 \cdot 0,61 \cdot 100} \sqrt{\frac{900}{2 \cdot 20 \cdot 10^6}} = 0,026 \text{ см}^2.$$

Условный проход подводящего канала

$$D_y = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{v}} = 1,13 \sqrt{\frac{20000}{60 \cdot 400}} = 1,02 \text{ см.}$$

Принимаем $D_y = 10 \text{ мм}$ по ГОСТ 16517—70.

§ 5.4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

Гидравлическим распределителем называют гидроаппарат, предназначенный для изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от внешнего управляющего воздействия. Основными конструктивными эле-

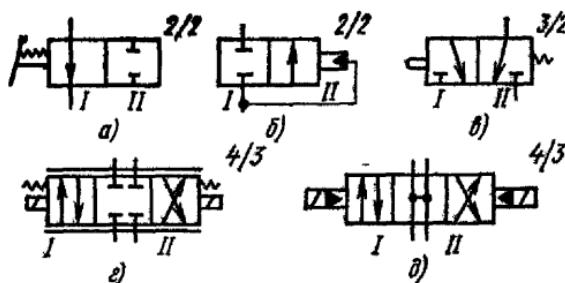


Рис. 5.13. Условные графические обозначения распределителей в схемах

признакам: по конструкции запорно-регулирующего элемента — золотниковые, крановые и клапанные; по числу внешних гидролиний — двухлинейные, трехлинейные, четырехлинейные и т. д.; по числу фиксированных или характерных позиций запорно-регулирующего элемента — двухпозиционные, трехпозиционные и т. д.; по виду управления — распределители с ручным, механическим, электрическим, гидравлическим, пневматическим и комбинированным управлением; по способу открытия рабочего проходного сечения — направляющие и дросселирующие. Правила построения условных графических обозначений распределителей на схемах устанавливает ГОСТ 2.781—68. В обозначении распределителя (рис. 5.13) указывают следующие элементы: позиции запорно-регулирующего элемента; внешние линии связи, подводимые к распределителю; проходы (каналы) и элементы управления. Число позиций изображают соответствующим числом квадратов (прямоугольников). Проходы изображают прямыми линиями со стрелками, показывающими направление потоков рабочей жидкости в каждой позиции, а места соединений проходов выделяют точками; закрытый ход изображают тупиковой линией с поперечным отрезком. Внешние линии связи всегда подводят к исходной позиции. Чтобы представить принцип работы распределителя в рабочей позиции, необходимо мысленно на схеме передвинуть соответствующий квадрат обозначения на место исходной позиции, оставляя линии связи в прежнем положении. Тогда истинное направление потока рабочей жидкости укажут проходы рабочей позиции.

Условные графические обозначения едины для золотниковых, крановых и клапанных распределителей, т. е. они не отражают конструкцию запорно-регулирующих элементов. Кроме графических обозначений распределителей установлены также цифровые обозначения дробью: в числителе указывают число внешних линий распределителя, в знаменателе — число рабочих (характерных) позиций. Например, четырехлинейный трехпозиционный распределитель обозначают дробью $\frac{4}{3}$.

На рис. 5.13 показаны условные графические обозначения распределителей: направляющего двухлинейного двухпозиционного распределителя $\frac{2}{2}$ с ручным управлением (рис. 5.13, а); направляющего распределителя $\frac{2}{2}$ с гидравлическим управлением (рис. 5.13, б); направляющего распределителя $\frac{3}{2}$ с управле-

нием (рис. 5.13, в); направляющего четырехлинейного трехпозиционного распределителя $\frac{4}{3}$ с ручным управлением (рис. 5.13, г); направляющего четырехлинейного трехпозиционного распределителя $\frac{4}{3}$ с гидравлическим управлением (рис. 5.13, д).

нием от кулачка и пружинным возвратом (рис. 5.13, *в*); дросселирующего распределителя $\frac{4}{3}$ с управлением от двух электромагнитов (рис. 5.13, *г*); направляющего распределителя $\frac{4}{3}$ с электрогидравлическим управлением (рис. 5.13, *д*).

Направляющие распределители предназначены для изменения направления, пуска или остановки потока рабочей жидкости в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия. Запорно-регулирующий элемент в направляющем распределителе всегда занимает крайние рабочие позиции. Характер внешнего управляющего воздействия дискретный («Открыто»—«Закрыто»). При прохождении рабочей жидкости через рабочие проходные сечения распределителя параметры потока жидкости (давление и расход) не изменяются.

Дросселирующие распределители не только изменяют направления потока рабочей жидкости, но и регулируют расход и давление рабочей жидкости в соответствии с изменением внешнего воздействия. Запорно-регулирующий элемент дросселирующего распределителя может занимать бесконечное множество промежуточных рабочих положений, образуя дросселирующие щели. Характеристика сигналов управления — непрерывная (аналоговая). Чем больше внешний управляющий сигнал, тем больше рабочее проходное сечение (щель). Условное графическое обозначение дросселирующего распределителя приведено на рис. 5.13, *г*.

Золотниковые распределители по конструкции золотника подразделяют на распределители с цилиндрическим и с плоским золотником. На рис. 5.14, *а* показана конструктивная схема дросселирующего распределителя $\frac{4}{3}$ с цилиндрическим золотником. На схеме распределитель подключен к цилиндру *Ц*. В корпусе *1* распределителя запрессована втулка *2*, в цилиндрическую расточку которой вставлен цилиндрический золотник *3* с радиальным зазором 4—10 мкм. Золотник имеет три цилиндрических пояска с острыми кромками, а втулка — пять цилиндрических расточек с острыми кромками. Рабочие проходные сечения в рас-

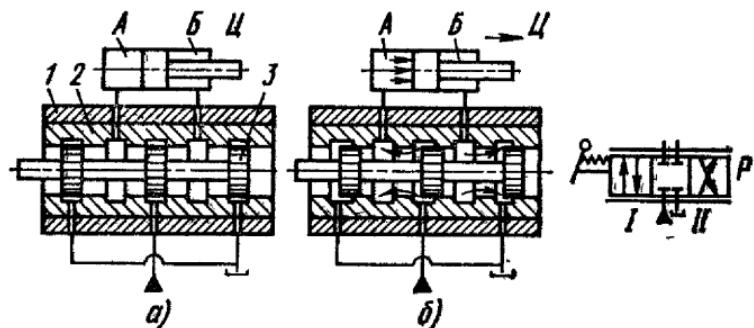


Рис. 5.14. Дросселирующий распределитель $\frac{4}{3}$ с цилиндрическим золотником в позициях:

а — исходной; *б* — рабочей

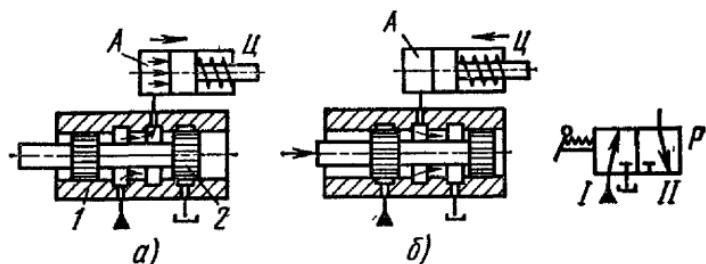


Рис. 5.15. Направляющий распределитель $\frac{3}{2}$ с цилиндрическим золотником в позиции:
а — I, б — II

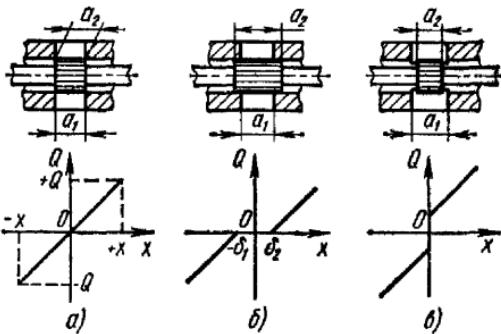
пределителе возникают между кромками цилиндрических расточек втулки и цилиндрическими поясами золотника. При положении золотника в исходной позиции напорная и сливная линии, а также обе полости цилиндра перекрыты (рис. 5.14, а). При перемещении золотника из исходной позиции вправо (рис. 5.14, б) напорная полость распределителя через рабочее проходное сечение соединяется с полостью А цилиндра Ц и под действием давления его поршень перемещается вправо. При этом рабочая жидкость вытесняется из полости Б цилиндра через второе рабочее проходное сечение распределителя в бак. При перемещении золотника из исходной позиции влево (позиция II) рабочая жидкость под давлением подводится в полость Б цилиндра, а из полости А — через распределитель вытесняется в бак.

Для уменьшения сил трения и устранения облитерации (заращивания) щелей золотникам (реже втулкам золотниковых распределителей) при помощи механических вибраторов или электромеханических средств сообщают поступательные или поворотные вибрационные колебания небольшой амплитуды (10—100 мкм) и высокой частоты (>50 Гц).

На рис. 5.15 показана конструктивная схема направляющего золотникового распределителя $\frac{3}{2}$, подключенного к цилиндру Ц. При положении золотника 2 в исходной позиции I (рис. 5.15, а) напорная линия соединена через корпус 1 с поршневой полостью А цилиндра, в результате чего поршень перемещается вправо и сжимает пружину. Сливная линия при этом перекрыта правым цилиндрическим поясом золотника. При перемещении золотника вправо в рабочую позицию II (рис. 5.15, б) полость А цилиндра соединяется через корпус 1 со сливной линией и поршень цилиндра под действием силы пружины перемещается влево. Напорная линия при этом перекрыта.

На рис. 5.16 показаны схемы перекрытий рабочих окон в золотниковых распределителях. В зависимости от ширины a_2 цилиндрического пояса золотника и ширины a_1 цилиндрической расточки корпуса распределителя подразделяют на распределители с нулевым ($a_1 = a_2$), положительным ($a_2 > a_1$) и отрицательным ($a_2 <$

Рис. 5.16. Схемы перекрытий рабочих окон в золотниковых распределителях и их статические характеристики



$< a_1$) перекрытиями. Распределители с положительным перекрытием (рис. 5.16, б) обладают меньшими утечками рабочей жидкости, но имеют большие зоны нечувствительности δ_1 , δ_2 . Распределители с отрицательными перекрытиями (проточные распределители) имеют повышенные утечки рабочей жидкости (рис. 5.16, в), но в них повышается до некоторых пределов чувствительность к входным сигналам.

Рабочие окна в корпусах (втулках) распределителей с цилиндрическими золотниками могут быть выполнены в виде круглых отверстий (рис. 5.17, а), пазов (рис. 5.17, б), отверстий с внутренней расточкой (рис. 5.17, в) и т. д.

Рабочие кромки поясков цилиндрических золотников могут быть торцевыми (рис. 5.18, а), коническими (рис. 5.18, б) и с профилированными канавками (рис. 5.18, в). Для обеспечения равновесия золотника профилированные канавки (прямоугольные, треугольные) располагают симметрично.

Распределители с плоскими золотниками отличаются от распределителей с цилиндрическими золотниками простотой изготовления (доступность обработки и контроля плоских поверхностей) и повышенной надежностью из-за наличия гарантированного зазора между плоским золотником и основаниями. На рис. 5.19, а показана конструктивная схема распределителя с плоским золотником и гидравлической разгрузкой. Плоский золотник 3 расположена между двумя неподвижными основаниями 1 и 4. Золотник выполнен в виде пластины, в которой имеются два рабочих цилиндрических отверстия и одно центральное отверстие. В основания 1 и 4 запрессованы четыре дросселирующие втулки 5, 6, 8 и 9. В осно-

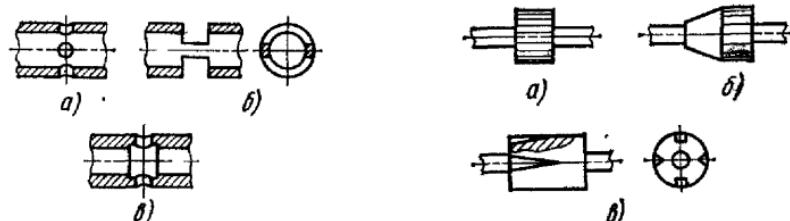


Рис. 5.17. Рабочие окна в корпусах распределителей

Рис. 5.18. Рабочие кромки поясков цилиндрических золотников

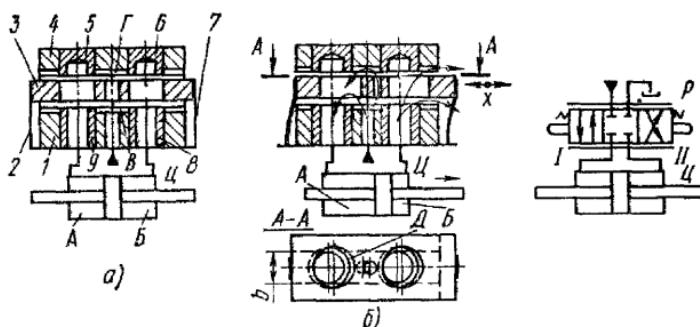


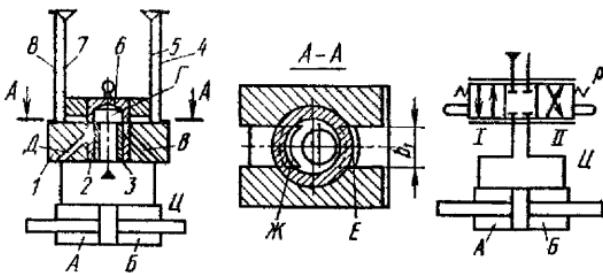
Рис. 5.19. Распределитель с плоским золотником и гидравлической разгрузкой

ваниях распределителя на сторонах, обращенных к золотнику, профрезерованы пазы для слива рабочей жидкости. Участки пазов, расположенные между втулками, образуют нижнюю *B* и верхнюю *G* напорные полости. Рабочие проходные сечения *D* (рис. 5.19, б) в распределителе образуются острыми кромками рабочих цилиндрических отверстий золотника и острыми кромками дросселирующих втулок. Рассматриваемый распределитель является четырехщелевым распределителем [11].

Принцип работы распределителя заключается в следующем. При соединении полости *B* распределителя с напорной линией гидросистемы (рис. 5.19, а) рабочая жидкость под давлением через центральное отверстие золотника попадает в полость *G*. Благодаря наличию двух напорных полостей *B* и *G* на золотник действуют одновременно две силы давления: одна снизу вверх, а другая сверху вниз. В результате плоский золотник *З* от гидравлических сил разгружен. При расположении золотника в исходной позиции все проходы закрыты. При смещении золотника, например, вправо (рис. 5.19, б) образуются рабочие проходные сечения (дросселирующие щели). Через две левые дросселирующие щели (снизу и сверху) рабочая жидкость под давлением подводится в полость *A* цилиндра. Поршень цилиндра под действием давления перемещается вправо и вытесняет рабочую жидкость из полости *B* цилиндра, которая поступает во втулки *8* и *6* и далее через две правые дросселирующие щели (снизу и сверху) попадает в сливную линию.

На рис. 5.20 показана конструктивная схема распределителя с плоским золотником на упругих подвесах. Такие распределители применяют при небольших расходах и давлениях, так как с их увеличением увеличиваются силы давления, сжимающие упругие подвески. Распределитель состоит из неподвижного основания *1*, в котором запрессованы внутренняя втулка *3* и наружная втулка *2* с пазами. К этим пазам подведены наклонные каналы *B* и *D*. К основанию жестко прикреплены опоры *4* и *8*, к которым при помощи упругих подвесов *5* и *7* подведен плоский золотник *6*, выполненный в виде цилиндрической втулки. Напор-

Рис. 5.20. Распределитель с плоским золотником на упругих подвесках



ная полость Γ соединена при помощи центрального отверстия основания 1 с входом распределителя. Внутренний диаметр золотника 6 равен наружному диаметру втулки 3, а наружный диаметр золотника 6 равен наружному диаметру втулки 2. Рассматриваемый распределитель является двухщелевым. Рабочие проходные сечения E и \mathcal{J} (дросселирующие щели) в распределителе образуются острыми кромками щели основания (см. рис. 5.20) и острыми кромками втулки плоского золотника [11].

Принцип работы распределителя заключается в следующем. При отсутствии внешнего воздействия плоский золотник 6 находится в исходной позиции. При этом все проходы в распределителе перекрыты. При смещении золотника, например, влево (позиция II) рабочая жидкость под давлением через левую дросселирующую щель \mathcal{J} по каналу \mathcal{D} подводится в полость A цилиндра. Рабочая жидкость из полости B гидроцилиндра по каналу V и через правую дросселирующую щель E попадает в сливную линию.

На рис. 5.21 показана конструктивная схема распределителя $\frac{4}{3}$ с плоским поворотным золотником. Плоский поворотный золотник 2 расположен между двумя неподвижными основаниями 1 и 3. Золотник поворачивается вокруг оси 4. Напорная полость B образована пазом между двумя втулками 6 и 7, которые запрессованы в нижнее основание 1. Такая же напорная полость имеется в верхнем основании 3. Плоский поворотный золотник установлен в корпусе с гарантированным зазором, обес-

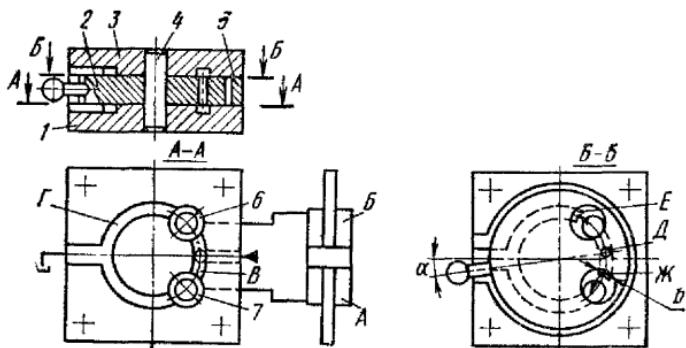


Рис. 5.21. Распределитель с плоским поворотным золотником и гидравлической разгрузкой

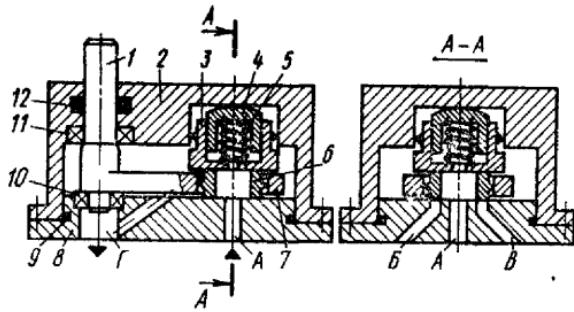


Рис. 5.22. Распределитель с плоским поворотным золотником с поджимным устройством

печиваемым проставком 5 между основаниями 1 и 3. Напорная полость *B* соединяется с напорной линией гидросистемы. В напорную полость верхнего

основания рабочая жидкость подводится через отверстие *D* поворотного золотника. В нижнем и верхнем основании имеются сливные цилиндрические пазы *G*. Принцип работы распределителя заключается в следующем. При расположении золотника в исходной (нулевой) позиции все проходы перекрыты.

При повороте золотника 2 на некоторый угол α создаются дросселирующие щели на входе и выходе. Через дросселирующую щель *Ж* рабочая жидкость из напорной полости *B* поступает во втулку 7, далее в полость *A* цилиндра. Рабочая жидкость, вытесняемая из полости *B* цилиндра, поступает во втулку 6 и далее через рабочее проходное сечение *E* по пазу *G* сливается в бак. При работе распределителя золотник 2 гидравлически разгружен, так как на него воздействуют снизу и сверху одинаковые силы давления [4].

На рис. 5.22 показана конструкция распределителя с плоским поворотным золотником с поджимным устройством, состоящего из рычага 7 с плоским золотником 6, выполненным в виде кольца, основания 8 и поджимного устройства. В состав поджимного устройства входит втулка 3, поршень 4 и пружина 5. Рычаг 7 закреплен на оси 1 устанавливаемой в основании 8 и крышке 2 в подшипниках 10 и 11. Жидкость подводится к распределителю по каналу *A*. Давлением нагнетания втулка 3 поджимается к плоскому золотнику 6, который в свою очередь поджимается к основанию 8. Это обеспечивает герметичность соединений втулка 3 — плоский золотник 6 — основание 8. Пружина 5 обеспечивает предварительное поджатие этих деталей. При повороте рычага 7 золотник 6 соединяет один из каналов, например *B*, с напорной линией *A*, а канал *B* со сливной линией. Втулка 3 вслед за золотником не смещается. Сфера поршня 4, кольцевые выступы на втулке 3 и плоском золотнике 6 позволяют самоустанавливаться поджимному устройству и плоскому золотнику относительно основания, т. е. выбираются все неточности изготовления. Поджимное устройство позволяет значительно снизить утечки в распределителе, что особенно важно при работе распределителя на высоких давлениях рабочей жидкости. Герметичность обеспечивается кольцом 9 и манжетой 12.

Расчетные зависимости. Расход рабочей жидкости через золотниковый распределитель определяют по формуле

$$Q = \mu b n x \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}}, \quad (5.18)$$

где μ — коэффициент расхода, $\mu = 0,61 \dots 0,65$; b — ширина окна золотника, м (см. рис. 5.21); n — число окон распределителя; x — смещение золотника, м; Δp — перепад давлений в щели распределителя, Па; ρ — плотность жидкости, кг/м³.

Скорость жидкости в каналах распределителя обычно принимают 10—15 м/с.

Основным достоинством золотниковых распределителей является их компактность и разгруженность от осевых сил давления рабочей жидкости. Вследствие этого для управления распределителем требуются значительно меньшие силы, чем для дросселей. При определении необходимого усилия управления распределителем следует помимо сил инерции и трения учитывать действие гидродинамической силы. Осевая гидродинамическая сила возникает вследствие дросселирования жидкости в окне распределителя и направлена в сторону, противоположную направлению скорости дросселируемого потока жидкости, т. е. гидродинамическая сила стремится сместить золотник к нулевому положению. Гидродинамическая сила прямо пропорциональна расходу и скорости жидкости в окне распределителя

$$F_{\text{гд}} = 2\mu^2 b n x \cos \beta \Delta p, \quad (5.19)$$

где β — угол наклона вектора гидродинамической силы к оси золотника, обычно $\beta = 69^\circ$.

Для уменьшения гидродинамической силы проводят различные конструктивные мероприятия (профилирование каналов золотников и втулок и т. п.).

Крановые распределители применяют при небольших расходах и давлениях рабочей жидкости. В крановых распределителях запорно-регулирующий элемент — пробка цилиндрического или конусного типа — совершает поворотное движение относительно своей оси. На рис. 5.23 показана схема подключения кранового распределителя $\frac{2}{3}$ в гидросистему с гидроцилиндром Ц одностороннего действия. При расположении пробки распределителя P в исходной позиции (рис. 5.23, а) рабочая полость A цилиндра Ц соединена с напорной полостью и поршень под действием давления движется вправо. При этом сливная линия перекрыта. При повороте пробки распределителя в рабочую позицию (рис. 5.23, б) полость A цилиндра соединяется со сливной линией и поршень цилиндра под действием силы пружины перемещается влево. При этом напорная линия перекрыта.

На рис. 5.24 показана схема подключения кранового распределителя $\frac{4}{3}$ в гидросистему с гидроцилиндром двухстороннего действия. При нейтральном расположении пробки распредели-

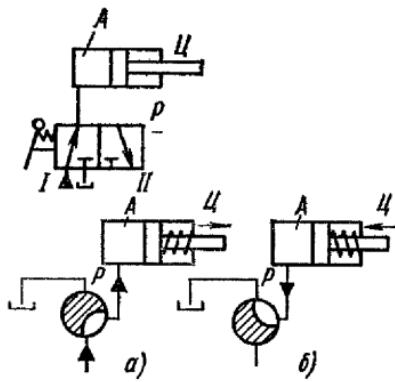


Рис. 5.23. Схема подключения кранового распределителя 3/2 к гидросистеме

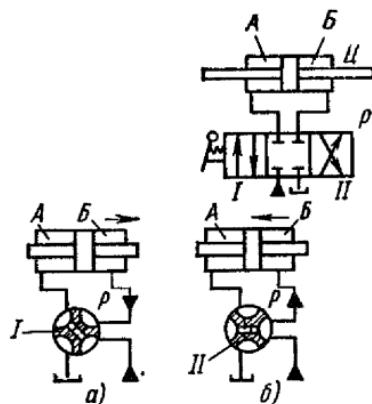


Рис. 5.24. Схема подключения кранового распределителя 4/3 к гидросистеме

теля все проходы перекрыты. При повороте пробки в рабочую позицию I (рис. 5.24, а) рабочая жидкость поступает в полость А цилиндра, а из полости Б поступает через канал распределителя в сливную линию. При повороте пробки распределителя в рабочую позицию II (рис. 5.24, б) жидкость под давлением поступает в полость Б цилиндра, а из полости А в сливную линию.

Клапанные распределители по сравнению с золотниковыми имеют более высокую герметичность из-за наличия у них элементов седло — клапан. По конструкции запорно-регулирующих элементов клапанные распределители подразделяют на шариковые и конические и могут быть с ручным, электромагнитным и гидравлическим управлением. На рис. 5.25 показаны конструктивные схемы клапанных распределителей $\frac{2}{2}$ с управлением от толкателей. Распределители состоят из корпуса 1, шарикового или конического клапана 2, пружины 4 и толкателя 3. Корпус имеет две полости: напорную А и рабочую Б. Принцип работы распределителя заключается в следующем. В исходной позиции I, когда внешнее воздействие на толкатель отсутствует, пружина 4 прижимает клапан 2 к седлу. Таким образом полость Б отделена от напорной полости А. Под действием внешней силы на толкатель вниз клапан открывается (позиция II), сжимая пружину 4. При этом полость Б соединяется с напорной полостью А. При снятии усилий с толкателя клапан распределителя немедленно закрывается. При заданном расходе Q диаметр D , м, клапана распределителя находят по формуле

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v} + d^2}, \quad (5.20)$$

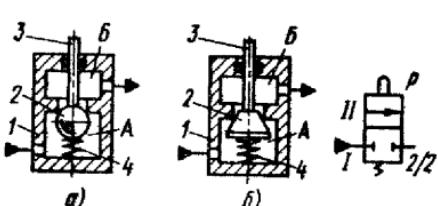


Рис. 5.25. Клапанные распределители 2/2 с управлением от толкателя:
а — шариковый; б — конический

Рис. 5.26. Клапанный распределитель 3/2 с гидравлическим управлением

где Q — расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$; v — скорость потока жидкости, $\text{м}/\text{с}$, $v \ll 5 \text{ м}/\text{с}$; d — диаметр толкателя, м .

Усилие, необходимое для открытия клапана (без учета сил трения):

$$P = P_1 + P_{\text{пр}} - P_2 \quad (5.21)$$

или

$$P = p_1 \frac{\pi D^2}{4} + zH_0 - p_2 \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4}, \quad (5.22)$$

где $P_{\text{пр}}$ — сила пружины при предварительной деформации; p_1 — давление со стороны напорной полости; p_2 — давление со стороны рабочей полости; z — жесткость пружины; H_0 — предварительная деформация пружины.

На рис. 5.26 показана конструктивная схема клапанного распределителя 3/2 с гидравлическим управлением. В корпусе 1 распределителя имеются два конических клапана 2 и 4 и толкатель 3 с осевыми проточными каналами для прохода рабочей жидкости. Клапан 4 имеет уплотнительное кольцо 5. Распределитель имеет полости: управления A , сливную B , напорную B , торцовую Γ и рабочую D , предназначенную для соединения с гидроцилиндром. Принцип работы распределителя следующий. В исходной позиции I, когда отсутствует гидравлический сигнал управления (полость A соединена со сливной линией), пружина 6 прижимает клапан 2 к седлу, отсекая напорную полость B и соединяя рабочую полость D со сливной B . При подводе рабочей жидкости под давлением в полость A клапан 4 и толкатель 3 перемещаются под действием давления жидкости влево (позиция II). Клапан 4 садится на свое седло и отсекает сливную полость B , а толкатель принудительно открывает клапан 2, соединяя напорную полость B с рабочей полостью D .

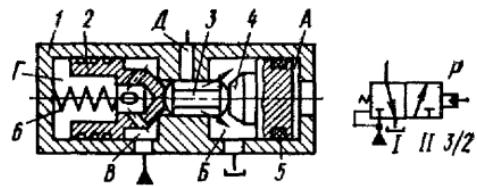
Клапанные распределители применяют также в быстроразъемных соединениях трубопроводов и гибких шлангов, а также в гидрозамках.

Пример 5.3. Определить основные размеры цилиндрического золотника распределителя 4/3. Давление в напорной линии до золотника $p_n = 20 \text{ МПа}$. Перепад давлений на нагрузке $\Delta p_h = 18 \text{ МПа}$. Расход через распределитель $Q = 60 \text{ л}/\text{мин}$. Рабочая жидкость — минеральное масло.

Перепад давления на одной щели золотника

$$\Delta p_{\text{зол}} = (p_n - \Delta p_h)/2 = (20 - 18)/2 = 1 \text{ МПа}.$$

Расход через распределитель $Q = 60 \cdot 10^3 / 60 = 1000 \text{ см}^3/\text{с}$.



Приняв, что щель образуется двумя окнами $n = 2$ шириной $b = d_{\text{зол}}/2$ при ходе золотника $x = 1,4$ мм, определяем диаметр золотника из выражения

$$Q = \mu b n x \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} = \mu \frac{1}{2} d_{\text{зол}} n x \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p};$$

$$d_{\text{зол}} = \frac{2Q}{\mu n x} \sqrt{\frac{\rho}{2 \Delta p}} = \frac{2 \cdot 1000}{0,61 \cdot 2 \cdot 0,14 \cdot 100} \sqrt{\frac{900}{2 \cdot 1,0 \cdot 10^6}} = 2,5 \text{ см.}$$

Диаметр золотника $d_{\text{зол}} = 25$ мм.

$$\text{Осьевая гидродинамическая сила в одной щели } F_{1\text{гд}} = 2\mu^2 b n x \cos \beta \Delta p = \\ = 2 \cdot 0,61^2 \frac{0,025}{2} 2 \cdot 0,0014 \cdot 0,36 \cdot 1,0 \cdot 10^6 = 9,3 \text{ Н.}$$

Суммарная осевая гидродинамическая сила, действующая на цилиндрический золотник: $F_{\text{гд}} = 2F_{1\text{гд}} = 2 \cdot 9,3 = 18,6 \text{ Н.}$

§ 5.5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ КЛАПАНЫ СООТНОШЕНИЯ РАСХОДОВ

Клапаны соотношения расходов предназначены для поддержания заданного соотношения расходов рабочей жидкости в двух или нескольких параллельных потоках. Необходимость в этом возникает в гидроприводах, в которых от одного насоса питаются два или более гидродвигателей и при этом необходимо обеспечить синхронизацию движения их выходных звеньев независимо от изменения нагрузки. Например, от одного насоса осуществляется подвод рабочей жидкости к двум гидроцилиндром подъема платформы или к двум гидромоторам, приводящим в движение гусеничный ход сельскохозяйственной машины.

Клапаны соотношения расходов в зависимости от места их установки в гидросистемах подразделяют на делители и сумматоры потоков. Делители потоков, предназначенные для разделения одного потока рабочей жидкости на два, устанавливают последовательно в напорной линии. Сумматоры потоков устанавливают в гидросистемах для соединения двух сливных линий гидродвигателей в один поток. На рис. 5.27 показана конструктивная схема

делителя потоков, подключенного к двум гидроцилиндрам $Ц1$ и $Ц2$. В центральной расточке корпуса 1 расположен плавающий цилиндрический золотник 2, имеющий каналы, в которых установлены одинаковые постоянные дроссели 3 и 4. Корпус 1 имеет

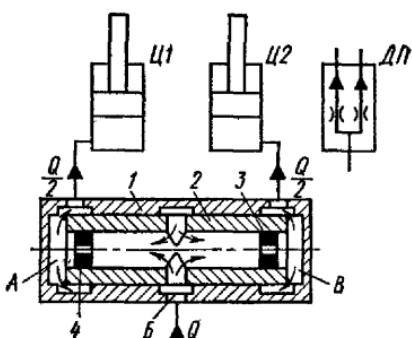
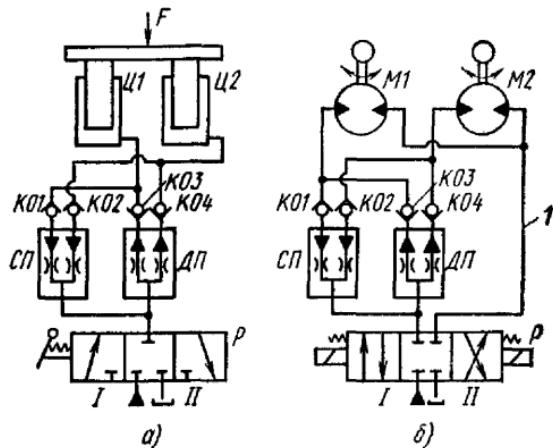


Рис. 5.27. Делитель потоков

Рис. 5.28. Схемы подключения клапанов соотношения расходов в гидросистемы

напорную полость *B* и две торцовые камеры *A* и *B*. Два рабочих проходных сечения создаются между кромками золотника и расточкиками корпуса *I* в камерах *A* и *B*. Принцип работы делителя потока заключается в следующем. Рабочая жидкость под давлением поступает в полость *B*, затем поток делится на два потока, и жидкость через дроссели *3* и *4* перемещается в камеры *A* и *B* и далее через рабочие проходные сечения (дросселирующие щели) к цилиндрам *Ц1* и *Ц2*. При равенстве давлений жидкости в камерах *A* и *B* золотник делителя находится в равновесии (в среднем положении). В результате этого рабочие проходные сечения дросселирующих щелей в камерах *A* и *B* одинаковы, следовательно, одинаковы и расходы жидкости в обоих отводах делителя потоков. При изменении нагрузки в одном из двух цилиндров, например в цилиндре *Ц2*, немедленно уменьшается расход через правую дросселирующую щель. При этом давление в камере *B* увеличивается. Под действием перепада давлений $\Delta p = -p_B - p_A$ золотник *2* перемещается в сторону камеры *A*. При этом уменьшается рабочее проходное сечение левой дросселирующей щели и расход в левой ветви становится равным расходу в правой ветви делителя потоков. При выравнивании давлений в камерах *A* и *B* золотник возвращается в среднее положение [4, 11].

На рис. 5.28 показаны схемы включения клапанов соотношения расходов в гидросистемах с целью синхронизации движения выходных звеньев гидродвигателей. Синхронный подъем плунжеров двух цилиндров *Ц1* и *Ц2* (рис. 5.28, *a*) обеспечивается с помощью делителя потоков *ДП*, а синхронное опускание их происходит под действием веса платформы с грузом с помощью сумматора потоков *СП*. Для подъема плунжеров цилиндров необходимо переместить золотник распределителя *P* из исходной позиции в позицию *I*. При этом жидкость под давлением от распределителя поступает через делитель потоков *ДП* и обратные клапаны *KO3* и *KO4* в рабочие камеры цилиндров *Ц1* и *Ц2*. Проход в этом случае через сумматор потоков *СП* закрыт обратными клапанами *KO1* и *KO2*. Для опускания плунжеров цилиндров следует переместить золотник распределителя *P* из исходной позиции в позицию *II*. В этом случае жидкость вытесняется из цилиндров и по-



ступает через обратные клапаны $KO1$ и $KO2$, сумматор потоков SP и распределитель P на слив.

Синхронное вращение валов двух гидромоторов (рис. 5.28, б) обеспечивается установкой двух клапанов соотношения расходов. Вращение валов по часовой стрелке происходит при перемещении золотника распределителя из исходной позиции в позицию I. При этом рабочая жидкость под давлением поступает от распределителя через делитель потоков DP и обратные клапаны $KO3$ и $KO4$ к гидромоторам $M1$ и $M2$. Проход жидкости через сумматор потоков SP блокируется обратными клапанами $KO1$ и $KO2$. От гидромоторов жидкость поступает по линии I через распределитель на слив. Для изменения направления вращения валов гидромоторов необходимо золотник распределителя переместить из исходной позиции в позицию II. При этом жидкость под давлением поступает по линии I в гидромоторы $M1$ и $M2$. Из сливных полостей гидромоторов жидкость проходит через обратные клапаны $KO1$ и $KO2$, сумматор потоков SP , который независимо от изменения нагрузок обеспечивает синхронное вращение валов гидромоторов. При этом проход жидкости через делитель потоков DP закрыт обратными клапанами $KO3$ и $KO4$. При помощи нескольких делителей потоков можно разделить поток на любое число равных потоков.

Основными параметрами гидроклапанов соотношения расходов являются условный проход,名义альное давление, расход жидкости, перепад давлений при максимальном расходе и погрешность деления.

§ 5.6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ОБРАТНЫЕ КЛАПАНЫ И ГИДРОЗАМКИ

Обратные клапаны предназначены для свободного пропускания рабочей жидкости в одном направлении и для перекрытия движения жидкости в обратном направлении. Обратный клапан конструктивно подобен предохранительному клапану с той лишь разницей, что в нем применяется пружина с малым усилием, предназначенная лишь для преодоления сил трения при посадке запорного элемента на седло. Применяют обратные клапаны с шариковыми и конусными запорными элементами. На рис. 5.29 показана конструктивная схема конического обратного клапана,

состоящего из корпуса 2, конического клапана 3, цилиндрической пружины 4, седла 5 и крышки 1 с уплотнительным кольцом 6 [11].

Принцип работы обратного клапана заключается в следующем. При подводе рабочей жидкости в полость A клапан 3 отходит от седла и обеспечивает движение

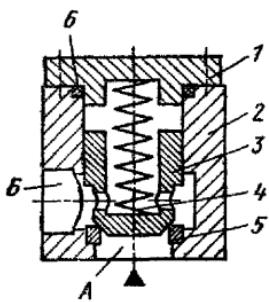


Рис. 5.29. Обратный клапан

жидкости в полость *B* и далее в гидролинию. При обратном направлении потока рабочей жидкости клапан *3* под действием давления жидкости плотно прижимается к седлу *5* и перекрывает проход в полость *A*. На корпусах обратных клапанов наносят стрелку, указывающую направление движения рабочей жидкости через клапан.

Обратные клапаны применяют:

а) в схемах, состоящих из нескольких насосов или насоса и гидропневмоаккумулятора, для исключения взаимного влияния при их одновременной работе;

б) в блоках фильтрации, устанавливаемых в реверсивных гидролиниях, для обеспечения движения жидкости через фильтр только в одном направлении;

в) в гидроприводах с замкнутой циркуляцией как подпиточные клапаны.

Основными параметрами обратных клапанов являются условный проход; номинальное давление; номинальный расход; перепад давлений при номинальном расходе; утечки рабочей жидкости при номинальном давлении в сопряжении клапан—седло.

Гидравлическим замком называют направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропускания рабочей жидкости в одном направлении и запирания потока жидкости в обратном направлении при отсутствии управляющего воздействия, а при наличии управляющего воздействия — в обоих направлениях. Гидрозамки широко применяют в гидроприводах для автоматического запирания рабочей жидкости в полостях гидродвигателей с целью стопорения их выходных звеньев в заданных положениях. Гидрозамки подразделяют по следующим признакам: по числу запорных элементов — односторонние и двухсторонние; по конструкции запорных элементов с шариковыми и коническими клапанами; по виду управляющего воздействия — с гидравлическим, пневматическим, электромагнитным и механическим управлением. В следящих гидроприводах чаще всего применяют гидрозамки с коническими клапанами и гидравлическим управлением.

На рис. 5.30. показаны конструктивная схема одностороннего гидрозамка и схема его включения в гидросистему. Основной запорный элемент гидрозамка выполнен в виде конического клапана 6. Клапан поджат пружиной 7 к седлу 5. В левой цилиндри-

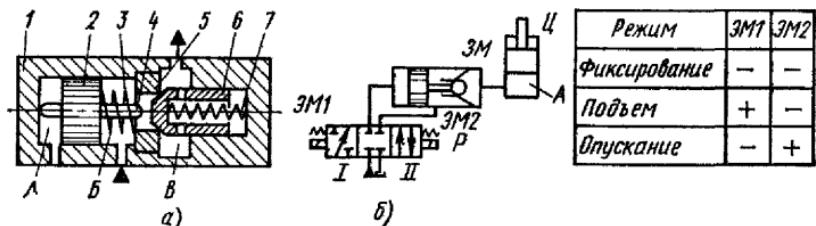


Рис. 5.30. Односторонний гидрозамок (а) и схема (б) его подсоединения

ческой расточке корпуса 1 размещен плавающий поршень 2 с толкателем 4. Под действием силы пружины поршень находится в крайнем левом положении и толкатель не касается клапана. Корпус гидрозамка имеет полость управления *A* — для создания управляющего воздействия на поршень 2, полость *B* — для соединения с напорной или со сливной линиями и полость *C* — для соединения с рабочей полостью гидродвигателя. Принцип работы одностороннего гидрозамка заключается в следующем. При отсутствии управляющего воздействия на поршень 2 (оба электромагнита обесточены, исходная позиция распределителя *P*, рис. 5.30, б) гидрозамок работает в режиме обратного клапана. Под действием давления жидкости клапан 6 закрывается, полость *B* гидрозамка и полость *A* цилиндра *Ц* оказываются запертыми. При этом поршень цилиндра застопорен в заданном положении (режим фиксирования). При соединении полости *B* гидрозамка с напорной линией (включен ЭМ1, позиция I распределителя) клапан 6 под действием давления автоматически открывается и рабочая жидкость через щель клапана поступает сначала в полость *B* гидрозамка, а затем в рабочую полость цилиндра *Ц*. В результате этого происходит подъем поршня цилиндра. При наличии управляющего воздействия гидрозамок работает в режиме клапанного распределителя. При соединении полости управления *A* с напорной линией, а полости *B* со сливной (включен ЭМ2, позиция II распределителя) поршень 2 с толкателем 4 под действием давления жидкости, преодолевая усилие пружины 3 и давление жидкости в полости *B*, перемещается вправо. При этом толкатель 4 открывает клапан 6, обеспечивая пропускание рабочей жидкости в обратном направлении — из полости *B* в полость *A* и далее к сливной линии. В результате этого поршень гидроцилиндра *Ц* опускается под действием силы тяжести. После прекращения управляющего воздействия (полость *A* соединяется со сливной линией) поршень с толкателем под действием силы пружины 3 возвращается в левое крайнее положение. При этом клапан 6 автоматически закрывается и полость *B* снова запирается.

На рис. 5.31 показаны конструктивная схема двухстороннего гидрозамка и схема его включения в гидросистему. Гидрозамок имеет два запорных элемента, выполненных в виде конических клапанов 2 и 9. Под действием сил пружин 3 и 10 клапаны при-

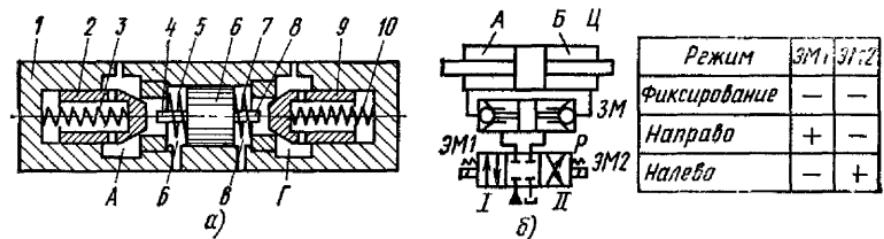


Рис. 5.31. Двусторонний гидрозамок (а) и схема (б) его подсоединения

жимаются к седлам. Между двумя клапанами и цилиндрической расточкой корпуса 1 помещен плавающий поршень 6 с толкателями 4 и 8 и пружинами 5 и 7. Корпус гидрозамка имеет четыре гидравлические полости: полости *A* и *Г* соединены с полостями гидродвигателя; полости *B* и *В* — с напорной или сливной линией [11].

Принцип работы гидрозамка заключается в следующем. При отсутствии подвода и отвода рабочей жидкости к полостям *B* и *В* (исходная позиция распределителя *P*, электромагниты обесточены, рис. 5.31, б) поршень с толкателями под действием сил пружин 5 и 7 находится в среднем положении. При этом клапаны 2 и 9 под действием давления жидкости закрыты, а полости *A* и *Г* гидрозамка и рабочие полости цилиндра *Ц* заперты. Поршень цилиндра застопорен в заданном положении (режим фиксирования). При соединении полости *B* гидрозамка с напорной линией, а полости *В* со сливной линией (включен ЭМ1) клапан 2 работает в режиме обратного клапана, а клапан 9 — в режиме клапанного распределителя. Клапан 2 под действием давления жидкости открывается и пропускает рабочую жидкость в полость *A* гидрозамка, а затем в полость *А* цилиндра *Ц*. В результате поршень цилиндра *Ц* перемещается слева направо. Одновременно поршень 6 гидрозамка под действием давления жидкости смещается вправо и толкатель 8 открывает клапан 9, обеспечивая пропускание рабочей жидкости из полости *B* цилиндра через полость *Г* гидрозамка к сливной линии.

При соединении полости *B* с напорной линией, а полости *В* со сливной линией (включен ЭМ2) гидрозамок работает аналогично, но в обратном направлении. При этом поршень гидроцилиндра *Ц* перемещается справа налево.

Основными параметрами гидрозамков являются условный проход, номинальное давление, номинальный расход жидкости и масса (без рабочей жидкости). К гидрозамкам предъявляют высокие требования по надежности, прочности и герметичности.

Глава 6

КОНДИЦИОНЕРЫ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ, ГИДРОЕМКОСТИ И ГИДРОЛИНИИ

§ 6.1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ФИЛЬТРЫ

Фильтром называют аппарат для разделения жидких неоднородных смесей методом фильтрования. В основе метода фильтрования лежит процесс, при котором жидкость преднамеренно пропускают через пористую среду или поверхность с отверстиями или щелями. При этом взвешенные частицы задерживаются пористой средой.

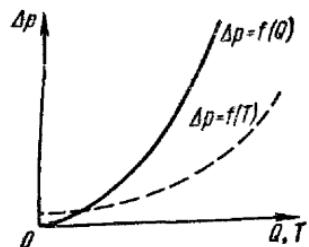
Основными составными частями конструкции фильтра являются его корпус и сменный фильтрующий элемент. В зависимости от конструкции фильтрующих перегородок фильтрующие элементы подразделяют на щелевые, сетчатые и пористые. Наименование фильтра обычно соответствует наименованию фильтрующего элемента, входящего в него, например щелевые фильтры. В других случаях в наименование фильтра входит наименование фильтрующего элемента, например фильтры с бумажными фильтроэлементами. В зависимости от вида потока рабочей жидкости фильтры подразделяют на отстойные и прямоточные.

К основным параметрам фильтров относят номинальную тонкость фильтрования δ , мкм; номинальное давление жидкости $p_{\text{ном}}$; номинальный расход жидкости; условный проход; допустимый перепад давлений на фильтроэлементе; ресурс работы фильтроэлемента.

Под тонкостью фильтрования понимают возможность фильтроэлемента удерживать частицы определенного размера, загрязняющие рабочую жидкость. Различают абсолютную и номинальную тонкости фильтрования. Абсолютная тонкость фильтрования характеризуется минимальным размером частиц, полностью задерживаемых фильтрующим элементом. Под номинальной тонкостью фильтрования понимают минимальный размер частиц, задерживаемых фильтроэлементом, число которых составляет 90—95% частиц загрязнителя такого же размера, находящихся в неотфильтрованной жидкости. Установлены ряды номинальных тонкостей фильтрования $\delta = 1, 2, 5, 10, 16, 25, 40, 63$ и 80 мкм (ГОСТ 14066—68). В зависимости от номинальной тонкости фильтрования можно условно выделить фильтры грубой (до 15 мкм), нормальной (до 10 мкм), тонкой (до 5 мкм) и особо тонкой очистки (до 1 мкм).

Рис. 6.1. Характеристика фильтров

Под номинальным расходом через фильтр принимают расход жидкости через фильтр с чистым фильтроэлементом при определенной вязкости жидкости и заданном перепаде давлений на фильтре. Графическую зависимость перепада давлений от расхода через фильтр $\Delta p = f(Q)$ называют *гидравлической характеристикой фильтра* (рис. 6.1). Перепад давлений на фильтроэлементе зависит от степени загрязненности фильтрующей перегородки во время работы фильтра. Чем больше фильтр находится в работе, тем больше он засоряется. При этом перепад давлений на фильтроэлементе увеличивается $\Delta p = f(T)$.



Технические требования к фильтрам и фильтроэлементам (ГОСТ 16515—70). Материал фильтрующих перегородок должен обеспечивать необходимую тонкость фильтрования. Он должен быть прочным. Материал не должен выделять в поток фильтруемой рабочей жидкости никаких компонентов (волокон, частиц порошка и т. п.). Наличие в фильтровальном материале сквозных каналов, пустот и других дефектов, нарушающих его фильтрующие свойства, не допускается. Фильтровальный материал должен быть совместим с рабочей жидкостью, например, картон и прочие подобные материалы не должны разбухать, а металлические материалы должны иметь антакоррозионные покрытия. Фильтровальный материал должен быть достаточно термостойким.

Так как площадь фильтрующих элементов должна обеспечивать заданный расход рабочей жидкости при минимальных габаритных размерах фильтроэлементов, то для увеличения рабочей площади фильтрующего элемента его выполняют гофрированным. Прочность таких элементов повышают при помощи опорных и защитных элементов в виде, например, цилиндрических пружин.

Фильтроэлементы должны быть прочными и должны выдерживать без разрушения пробный перепад давлений, превышающий допускаемый перепад давлений не менее чем в 1,5 раза.

Корпус фильтра должен быть прочным и должен выдерживать без разрушения пробное (испытательное) давление, равное 1,25 максимального давления. На корпусе фильтра должно быть указано направление потока рабочей жидкости, так как через фильтр обратного направления потока жидкости не допускается. В корпусе отстойного фильтра для удаления осадка устанавливают пробку. В фильтрах, где не предусмотрена замена фильтроэлементов, необходимы приспособления для ручной или автоматической очистки осадка. С целью предохранения фильтрующего элемента от разрушения иногда применяют фильтры со встроен-

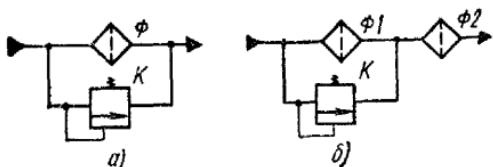


Рис. 6.2. Схемы фильтров с переливными клапанами

ными перепускными предохранительными клапанами K (рис. 6.2, а), которые при превышении допустимого перепада

давлений пропускают неотфильтрованную жидкость в гидросистему в обход фильтрующего элемента. При повышенных требованиях к чистоте рабочей жидкости в одном корпусе фильтра устанавливают последовательно два фильтрующих элемента (рис. 6.2, б). До открытия предохранительного клапана K рабочая жидкость фильтруется через фильтроэлемент тонкой очистки Φ_1 и свободно проходит через фильтрующий элемент грубой очистки Φ_2 . При засорении фильтроэлемента Φ_1 давление жидкости перед ним возрастает, клапан K открывается и рабочая жидкость, минуя фильтроэлемент Φ_1 , фильтруется только через фильтроэлемент грубой очистки Φ_2 [11].

Конструкция фильтра должна обеспечивать легкую замену или очистку фильтроэлементов при минимальной потере рабочей жидкости. С этой целью в отдельных случаях применяют фильтры со встроеннымми отсечными клапанными распределителями PK (рис. 6.3). При удалении фильтрующего элемента из корпуса фильтра клапан распределителя PK под действием силы пружины перекрывает внешние гидролинии. В момент установки фильтроэлемента в корпус фильтра под действием внешнего усилия пружина сжимается и клапанный распределитель открывает внешние линии.

При необходимости в корпус фильтра могут быть встроены индикаторы загрязненности (рис. 6.4). Индикатор состоит из цилиндра $Ц$, сигнальной лампочки, микротермостата T и микропереключателя. Принцип действия индикатора заключается в следующем. При засорении фильтра давление перед фильтром увеличивается, и когда оно становится равным давлению настройки

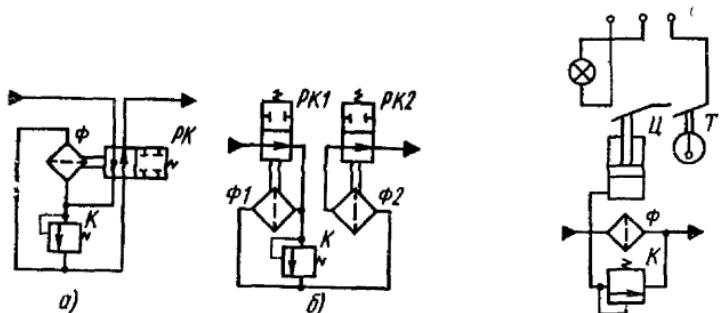


Рис. 6.3. Схемы установки фильтров с отсечными распределителями:
а — с одним фильтроэлементом; б — с двумя фильтроэлементами

Рис. 6.4. Схема фильтра с индикатором загрязненности

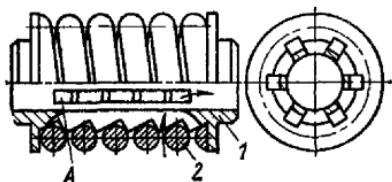
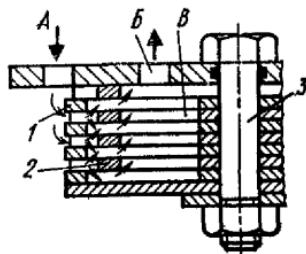


Рис. 6.5. Пластинчатый фильтр

Рис. 6.6. Проволочный фильтрующий элемент

предохранительного клапана K , шток гидроцилиндра $Ц$ перемещается вверх и включает сигнальную лампочку. Во избежание ложного сигнала о возросшем сопротивлении фильтрующего элемента при остывшей рабочей жидкости микротермостат блокирует электрическую систему до достижения температуры рабочей жидкости 50°C . В фильтрах с механической сигнализацией роль индикатора загрязненности выполняет шток цилиндра, имеющий цветное покрытие.

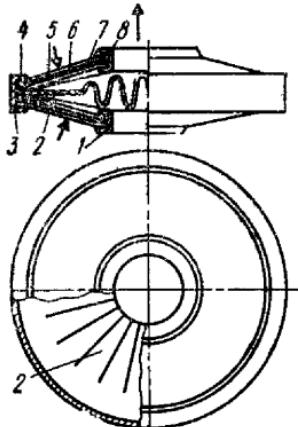
Щелевые фильтры — фильтры, в которых очистка происходит при прохождении жидкости через щели в фильтрующем пакете. В зависимости от конструкции фильтрующего элемента или пакета различают пластинчатые и проволочные щелевые фильтры.

На рис. 6.5 показана конструкция пластинчатого фильтроэлемента, который представляет собой набор основных 1 и промежуточных 2 пластин, закрепленных на оси 3. Размер щели определяется толщиной промежуточной пластины 2. Для прохода рабочей жидкости в основных пластинах сделаны вырезы в виде круговых секторов. Принцип работы фильтроэлемента заключается в следующем. При подводе с внешней стороны A рабочая жидкость поступает через щели во внутренние полости B пакета. При этом загрязняющие частицы остаются на внешней поверхности пакета. Отфильтрованная жидкость выходит из фильтроэлемента через отверстие B . Такие пластинчатые фильтроэлементы обеспечивают фильтрацию $80—120$ мкм [3].

Проволочный фильтрующий элемент (рис. 6.6) получают намоткой проволоки 2 из нержавеющей стали на корпус 1 фильтроэлемента с продольными сквозными пазами A . Для улучшения намотки проволоки на корпусе нарезана мелкая резьба. Тонкость фильтрации ($40—100$ мкм) определяется, в основном, разностью шага резьбы и диаметра проволоки.

В сетчатых фильтрах фильтрование происходит при прохождении рабочей жидкости через ячейки сетки фильтрующего элемента. В качестве материала фильтрующих перегородок наибольшее распространение получили металлические (никелевые) сетки: квадратного и саржевого плетения.

Рис. 6.7. Дисковый фильтрующий элемент



На рис. 6.7 показан фильтрующий элемент, изготовленный из набора фильтрующих колец и фигурного диска. Фильтрующие кольца 5 и 6 устанавливают на опорный подслой 7, изготовленный из нержавеющей сетки, и на фигурный диск 2. Кольца 5, 6 и 7 прочно соединяют внутренней обоймой 1. Наружная обойма 3 соединяет верхние и нижние кольца и фигурный диск. Для герметизации в обоймах установлены уплотнения 4 и 8. Рабочая жидкость через фильтрующие кольца 5 и 6 проходит к фигурному диску.

Частички загрязнений оседают на наружной поверхности кольца 5. Фигурный диск выполняет роль каркаса для фильтрующих колец и опорных слоев. Фильтроэлементы устанавливают на трубчатый стержень, и очищенная жидкость по внутреннему каналу поступает в гидролинию.

В пористых фильтрах очистка рабочей жидкости осуществляется при прохождении рабочей жидкости через поры фильтроэлемента. Пористые фильтроэлементы подразделяются на поверхностные — частицы задерживаются на поверхности элемента и глубинные — частицы задерживаются в капиллярах материала. В первом случае в качестве фильтрующего материала применяют бумагу, картон, реже ткани, во втором — керамику, металлокерамику, пористую пластмассу. Керамические или металлокерамические фильтроэлементы получают спеканием порошков сферической, несферической (удлиненной) формы. Металлокерамические фильтроэлементы обладают по сравнению с бумажными повышенной (в 3—5 раз) грязеемкостью, но уступают в удельной пропускной способности, что требует увеличения поверхности.

Металлокерамический материал допускает механическую обработку, сварку, поэтому из него можно получать фильтроэлементы любой формы. Прокаткой металлокерамического материала можно получить фильтрующий материал с меньшими размерами фильтрующих пор.

Схема пористой структуры фильтроэлемента, полученного спеканием из сферических порошков, показана на рис. 6.8. Жидкость очищается, протекая по каналам между шариками. Задержанные частицы распределяются практически равномерно по всем порам и каналам, благодаря чему фильтры имеют большую грязеемкость. Размеры пор филь-

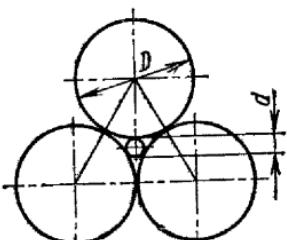


Рис. 6.8. Схема фильтровального материала из спеченных металлических шариков

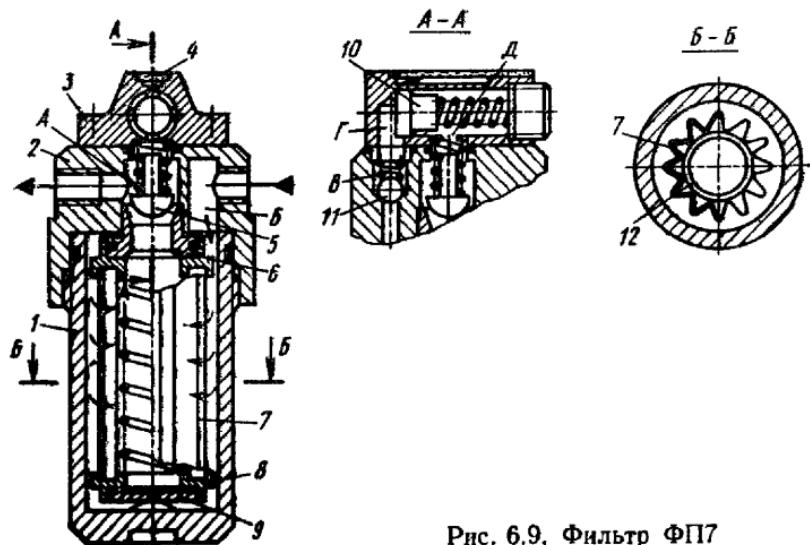


Рис. 6.9. Фильтр ФП7

троэлементов выбирают исходя из максимального диаметра d частицы, которая может пройти в зазоре между тремя плотно уложенными шариками, т. е. $d = 0,155D$, где D — диаметр зерна исходного порошка. Вследствие отклонения частиц порошка от правильной формы практически $d = 0,1D$. Фильтры с пористыми фильтроэлементами из спеченных порошков пригодны для работы при высоких температурах (до 350—400 °C).

На рис. 6.9 показана конструкция пористого фильтра ФП7, состоящего из стакана 1, корпуса 2 и крышки 3. Корпус имеет входное и выходное отверстия. В стакане размещен фильтрующий элемент 7 с заглушками 6 и 9. В крышку фильтра вмонтированы обратный 5 и переливной 11 клапаны. В крышке также находится индикаторное устройство, состоящее из магнитного золотника 10 с пружиной, указательной стрелки и стекла 4.

При включении гидросистемы рабочая жидкость проходит через канал B внутрь фильтра. Пройдя через фильтроэлемент, поток рабочей жидкости поступает в выходное отверстие через канал A , предварительно открыв обратный клапан. При увеличении перепада давлений на фильтроэлементе вследствие его засорения открывается переливной клапан 11, и часть общего потока рабочей жидкости, минуя фильтроэлемент, поступает в канал Γ , перемещает золотник 10 индикаторного устройства и через отверстие D и канал A идет на выход.

В фильтре тонкой очистки ФП7 установлен фильтроэлемент из специальной бумаги (картона), обеспечивающий номинальную тонкость фильтрации 5—25 мкм. Фильтр ФС7 с фильтроэлементом из металлической сетки обеспечивает номинальную тонкость фильтрации 40—80 мкм. По конструктивному исполнению фильтроэлемент представляет собой гофрированную цилиндрическую

перегородку (рис. 6.9) с приклеенными (для бумаги) или приваренными (для металлической сетки) по торцам фланцами 8. Гофрированная перегородка опирается на проволочный каркас 12 в виде пружины. Гофрирование фильтрующей перегородки увеличивает удельную площадь фильтрации.

Выбор места установки фильтров. При выборе фильтров учитывают необходимый расход, требуемую тонкость фильтрации, давление рабочей жидкости и место установки фильтра в гидросистеме. Варианты установки фильтров в гидросистемах показаны на рис. 6.10. Для фильтра Φ , включенного во всасывающую линию насоса H (рис. 6.10, а), характерна работа при минимальном давлении рабочей жидкости. Однако по мере загрязнения фильтра увеличивается сопротивление во всасывающей линии и тем самым ухудшается кавитационная характеристика самовсасывающего насоса. Обычно в этих условиях устанавливают фильтры грубой очистки с малым перепадом давлений, большим расходом и с индикатором загрязненности. Для фильтра Φ , включенного в напорную линию после насоса H (рис. 6.10, б), характерна работа при максимальном давлении рабочей жидкости. В связи с этим ужесточаются требования к прочностным характеристикам корпуса фильтра и увеличивается масса фильтра. На рис. 6.10, в и г показаны схемы установки фильтра Φ в гидролинию с реверсивным потоком жидкости. Четыре обратных клапана KO (рис. 6.10, в) обеспечивают постоянное направление потока рабочей жидкости через фильтр независимо от направления потока рабочей жидкости в гидролинии.

Включение фильтра Φ в сливную гидролинию (рис. 6.10, д) обладает существенным преимуществом, так как в этом случае фильтр не подвержен большому давлению. Однако эта схема не лишена и недостатка: по мере загрязнения фильтра возникает подпор жидкости в сливной линии.

Эффективным вариантом является установка фильтра Φ в напорную линию вспомогательного насоса $H2$ (рис. 6.10, е), который осуществляет подпитку гидросистемы с замкнутой циркуляцией. Основным преимуществом данной схемы является то, что фильтр находится под небольшим давлением жидкости 0,4—1 МПа и рассчитывается исходя из максимальной подачи вспомогательного насоса, а не основного насоса $H1$. В электрогидравлических

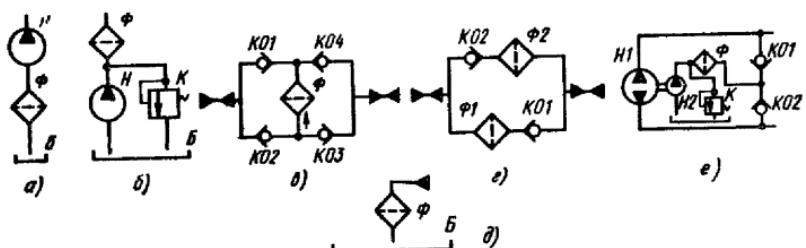


Рис. 6.10. Варианты установки фильтров в гидросистемах

следующих системах фильтры тонкой очистки часто устанавливают непосредственно перед дросселирующими аппаратами [11].

Методика расчета площади рабочей поверхности фильтроэлемента основана на обеспечении заданной тонкости фильтрования необходимого расхода рабочей жидкости с допустимым перепадом давлений на фильтроэлементе

$$S = \frac{Q}{q \Delta p} \mu, \quad (6.1)$$

где Q — расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$; q — удельный расход жидкости через материал фильтра (расход через единицу площади фильтра при перепаде давлений 1 Па и вязкости 1 Па с), $\text{м Га с}/\text{Па}$; $q_{\text{мет}} = 0,05$; $q_{\text{пласт}} = 0,08$; Δp — перепад давлений на фильтре, Па; μ — динамическая вязкость жидкости, Па с.

§ 6.2. СЕПАРАТОРЫ ГИДРОСИСТЕМ

Сепараторы — устройства, предназначенные для разделения жидких неоднородных смесей под воздействием различных внешних силовых полей. В объемных гидроприводах сепараторы (магнитные, центробежные и отстойники) применяют для очистки рабочей жидкости от загрязняющих частиц [11].

В центробежных сепараторах очистка рабочей жидкости происходит под воздействием центробежных сил

$$F_c = m \omega^2 r, \quad (6.2)$$

где m — масса частицы; ω — угловая скорость частицы; r — радиус окружности расположения центра тяжести частицы от оси вращения.

Конструктивная схема центробежного сепаратора показана на рис. 6.11, а. Сепаратор представляет собой центрифугу, основным элементом которой является пустотелый ротор 2, вращающийся на подшипниках качения 1 и 4. Вал 3 ротора имеет два канала A и B и ряд концентрично расположенных отверстий для подвода и отвода рабочей жидкости. Ротор вращается либо от внешнего приводящего двигателя, либо внутренним гидрореактивным приводом (рис. 6.11, б) с помощью сопл 5 и 6, жестко закрепленных на валу ротора и работающих по принципу сегнерова колеса при подводе к ним рабочей жидкости под давлением. Принцип работы центробежного сепаратора заключается в следующем: рабочая жидкость под давлением подается

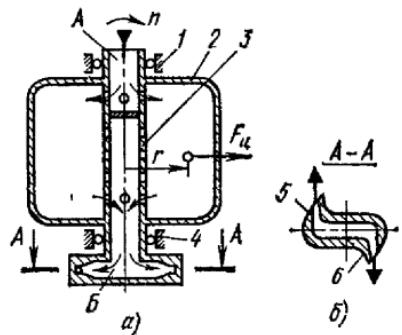
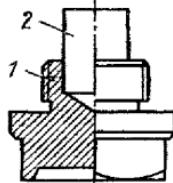


Рис. 6.11. Принципиальная схема (а) и гидрореактивный привод (б) центробежного сепаратора

Рис. 6.12. Магнитный уловитель



через канал *A* и через соответствующие отверстия вала во внутреннюю полость вращающегося ротора. Благодаря тому, что загрязняющие частицы обычно имеют большую плотность, чем рабочая жидкость, они отбрасываются под действием центробежных сил к внутренним стенкам ротора и осаждаются на них. При этом очищенная рабочая жидкость поступает через канал *B* на выход центрифуги.

К основным параметрам центробежных сепараторов относятся номинальная производительность, давление жидкости, частота вращения ротора и номинальная тонкость очистки. Для центробежных сепараторов с приводящими двигателями характерны максимальная частота вращения ротора 5000—10 000 об/мин, с гидрореактивным приводом — 5000—8000 об/мин, а тонкость фильтрации 10—30 мкм.

В магнитных сепараторах очистка рабочей жидкости происходит под действием сил магнитного поля. Магнитные сепараторы малы и просты по конструкции. Магнитный сепаратор (рис. 6.12) представляет собой постоянный магнит 2, вмонтированный в пробку 1 бака, либо изготовленный совместно с фильтром. Такие магнитные сепараторы устанавливают в нижней точке корпуса гидробаков, насосов и других устройств для дополнительной очистки рабочей жидкости, в основном, от ферромагнитных частиц.

Отстойники — устройства, предназначенные для очистки рабочей жидкости от взвешенных в ней частиц под действием сил гравитационного поля. Отстойники в виде самостоятельных конструкций в гидроприводах применяют редко, однако в некоторых конструкциях устройств, например в гидробаках, предусматривают специальные отстойные зоны (отсеки, полости и т. п.), в которых происходит дополнительная очистка рабочей жидкости методом отстоя.

§ 6.3. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ГИДРОПРИВОДОВ

Теплообменные аппараты — устройства, предназначенные для обеспечения заданной температуры рабочей жидкости гидропривода. Теплообменные аппараты по назначению подразделяют на охладители и нагреватели жидкости. В гидроприводах, как правило, рабочую жидкость необходимо охлаждать, так как при нагреве ухудшаются ее характеристики, что приводит к снижению рабочих и эксплуатационных характеристик гидроприводов. Охлаждение может быть воздушным или водяным [11].

Охладительная установка состоит из охладителя и комплектующего оборудования, смонтированных по определенной схеме и обеспечивающих работу охладителя. В зависимости от вида

Рис. 6.13. Водяной охладитель гидропривода

хладагента охладители гидроприводов подразделяют на воздушные, водяные и др.

Конструктивная схема водяного охладителя показана на рис. 6.13. Водяной охладитель состоит из корпуса 2, теплообменника 3, выполненного в виде змеевика, перегородок 4, приваренных к корпусу для лучшей теплоотдачи. Штуцер 1 предназначен для подвода рабочей жидкости к теплообменной трубе, штуцер 6 — для подвода воды в межтрубное пространство А в корпусе холодильника, штуцеры 5 и 7 — для отвода рабочей жидкости и воды соответственно. Теплообменные трубы, выполненные в виде змеевика, часто монтируют непосредственно в гидробаке. В этом случае вода циркулирует в теплообменной трубе (змеевике) и охлаждает рабочую жидкость, находящуюся в гидробаке.

При воздушном охлаждении рабочая жидкость, проходящая через теплообменные трубы, охлаждается потоком воздуха, который создается вентилятором. Воздух может направляться на корпус насоса или гидромотора.

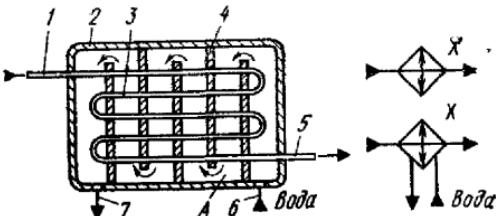
Нагреватели устанавливают иногда для обеспечения запуска и работы гидропривода в условиях низких температур рабочей жидкости.

§ 6.4. ГИДРОБАКИ

Гидроемкостью называют устройство, предназначенное для содержания в нем рабочей жидкости с целью использования ее в процессе работы гидропривода. К гидроемкостям относятся гидробаки и гидроаккумуляторы.

Гидробак — гидроемкость, предназначенная для питания объемного гидропривода рабочей жидкостью. Гидробаки должны также обеспечивать охлаждение рабочей жидкости, удаление из нее пузырьков воздуха, осаждение загрязнений и температурную компенсацию изменения объема рабочей жидкости. Гидробаки могут находиться под атмосферным и под избыточным давлением. Общие технические требования к бакам установлены ГОСТ 16770—71.

На рис. 6.14 показаны конструктивная схема и условное графическое изображение гидробака, предназначенного для работы под атмосферным давлением. Основными элементами бака являются корпус 1 (сварной или литой) и крышка 3. Герметизацию их соединения обеспечивает уплотнительная прокладка 2. В крышке установлен сапун 5 — устройство для сообщения внутренней полости бака с атмосферой. Сапун обычно состоит из



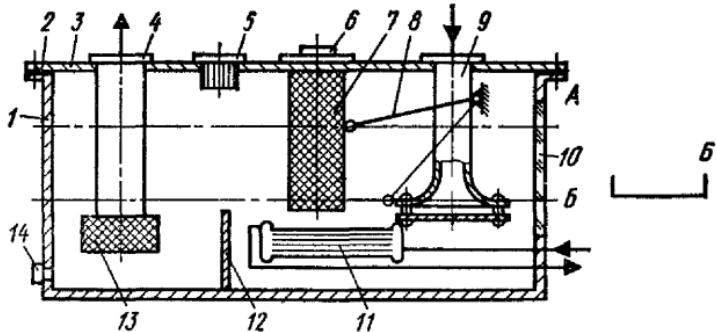


Рис. 6.14. Гидробак, работающий под атмосферным давлением

пневматического клапана и воздушного фильтра. Заливная горловина 6 с фильтром 7 предназначена для заполнения бака рабочей жидкостью. Для слива рабочей жидкости из бака и удобства его промывки в самом низком месте корпуса для полного опорожнения бака имеется сливная пробка 14. Пробку выполняют в виде магнитного уловителя (см. рис. 6.12). Для улучшения отстоя рабочей жидкости корпус 1 (см. рис. 6.14) разделен на отсеки перегородками 12. Всасывающий 4 и сливной 9 патрубки расположены в крышке на максимальном расстоянии друг от друга в разных отсеках корпуса, что также улучшает условия отстоя рабочей жидкости в баке. В начале всасывающего патрубка 4 установлен сетчатый фильтр 13 грубой очистки. Сливной патрубок 9 оканчивается закрытым диффузором. Радиус диффузора и высоту щели выбирают из условия обеспечения минимальной скорости жидкости ($v \ll 0,03$ м/с) на выходе в бак, при которой визуально не наблюдается выделения мелких пузырьков газа в жидкости.

Для контроля уровня рабочей жидкости в корпусе имеется смотровая щель 10, закрытая прозрачным стеклом. С этой же целью внутри бака устанавливают поплавковое реле 8 уровня жидкости, предназначенное для подачи сигнала при достижении заданного наименьшего уровня B рабочей жидкости. В корпусе бака установлен водяной охладитель 11, теплообменная труба которого выполнена в виде змеевика (см. рис. 6.13).

Достоинством бака, предназначенного для работы под атмосферным давлением, являются хорошие условия для естественного охлаждения и отстоя жидкости. Однако рабочая жидкость при соприкосновении с воздухом быстрее окисляется и засоряется.

Основным параметром бака, предназначенного для работы под атмосферным давлением, является номинальная вместимость V , дм³. Номинальная вместимость бака, показанного на рис. 6.14, равна наибольшему эксплуатационному объему рабочей жидкости, заключенному между максимальным A и минимальным B уров-

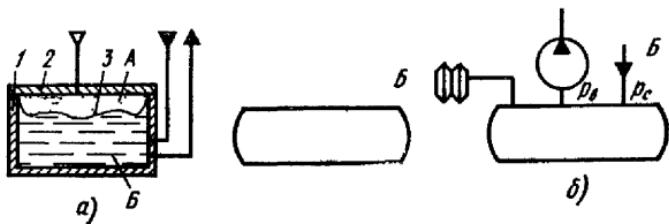


Рис. 6.15. Гидробак, работающий под избыточным давлением

нями жидкости, и зависит от вида гидропривода, условий эксплуатации и определяется расчетным путем исходя из теплового баланса гидропривода. При ориентировочных расчетах стационарных гидроприводов с разомкнутой циркуляцией номинальную вместимость бака принимают численно равной 120—180 подачам насоса, выраженным в $\text{дм}^3/\text{с}$, или 2—3 подачам насоса, выраженным в $\text{дм}^3/\text{мин}$. Номинальные вместимости баков, выбранные ориентировочно, округляют до ближайшего значения из установленного ряда номинальных вместимостей (ГОСТ 12448—67). Стандартные ряды номинальных вместимостей не распространяются на встраиваемые баки, конфигурация которых зависит от конструкции машин, в которые они встраиваются, а также на баки, которые одновременно являются неотъемлемыми частями других машин.

На рис. 6.15, *а* показана конструктивная схема гидробака, предназначенного для работы под избыточным давлением. Между корпусом *1* и крышкой *2* установлена мембрана *3*, которая отделяет рабочую жидкость от сжатого воздуха (газа). Принцип работы бака следующий. При подводе сжатого воздуха в газовую полость *А* бака мембрана деформируется и передает давление на рабочую жидкость. Под давлением жидкость движется из полости *Б* бака в напорную линию. Давление p_c в сливной линии в данном случае равно давлению p_b в напорной линии. Для компенсации температурного расширения рабочей жидкости к баку подсоединяют сильфонные или поршневые термокомпенсаторы (рис. 6.15, *б*).

Основные параметры гидробаков, предназначенных для работы под избыточным давлением, — номинальная вместимость, максимальное давление рабочей жидкости (подпора), интервалы температур рабочей жидкости и окружающей среды. Баки, предназначенные для работы под избыточным давлением, должны подвергаться гидравлическим испытаниям на прочность пробным давлением.

Часто гидробаки входят в состав насосных установок, являясь несущей конструкцией. Для повышения прочности корпуса и крышки предусматриваются ребра жесткости, что также увеличивает теплоотдачу.

§ 6.5. ГИДРОАККУМУЛЯТОРЫ

Гидравлическим аккумулятором называют гидроемкость, предназначенную для накопления (аккумулирования) и возврата энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением. Аккумулирование энергии рабочей жидкости происходит во время зарядки аккумулятора, а возврат энергии — во время разрядки. В зависимости от способа накопления энергии гидроаккумуляторы подразделяют на пружинные, аккумуляторы с упругим корпусом и пневмогидроаккумуляторы. В пружинных аккумуляторах аккумулирование и возврат энергии рабочей жидкости происходят в результате упругих деформаций пружин, в аккумуляторах с упругим корпусом — в результате упругих деформаций корпусов, а в пневмогидроаккумуляторах — в результате сжатия и расширения газа [4, 11].

Общие технические требования к гидроаккумуляторам устанавливает ГОСТ 16769—71. Основными параметрами гидроаккумуляторов являются номинальная вместимость V , м³, и номинальное давление $p_{\text{ном}}$, Па. Под номинальной вместимостью пружинного гидроаккумулятора понимают наибольший объем гидравлической полости, а для пневмогидроаккумуляторов — наибольшее изменение объема пневматической полости.

Пружинные гидроаккумуляторы применяют в объемных гидроприводах при небольших давлениях и расходах рабочей жидкости. На рис. 6.16 показана конструктивная схема пружинного гидроаккумулятора, состоящего из корпуса 1, поршня 2 с уплотнительным кольцом 3 и пружины 4. Гидравлическую полость A аккумулятора при монтаже подсоединяют к напорной линии гидросистемы. Принцип работы аккумулятора заключается в следующем. При увеличении давления рабочей жидкости в напорной линии поршень аккумулятора перемещается вверх и сжимает пружину. Таким образом происходит зарядка аккумулятора. Если давление рабочей жидкости в напорной линии по какой-либо причине уменьшится, то происходит разрядка аккумулятора, при которой поршень аккумулятора под действием силы пружины перемещается вниз и вытесняет рабочую жидкость под давлением из полости гидроаккумулятора A в линию гидросистемы.

Вместимость V , м³, пружинных аккумуляторов определяют по формуле

$$V = Sh, \quad (6.3)$$

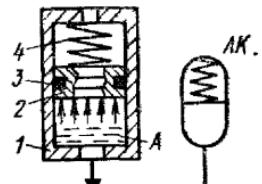
где S — площадь поршня, м²; h — ход поршня (пружины), м.

Давление жидкости p , Па, в пружинных аккумуляторах определяют (без учета сил трения) по формуле

$$p = \frac{P_{\text{пр}}}{S} = \frac{P_1 + zh}{S}, \quad (6.4)$$

где $P_{\text{пр}}$ — сила упругости пружины, Н; S — площадь поршня, м²; P_1 — сила упругости пружины при ее предварительной деформации, Н; z — жесткость пружины, Н/м; h — ход пружины, м.

Рис. 6.16. Пружинный гидроаккумулятор



Поскольку сила пружины зависит от ее хода, то давление в пружинном аккумуляторе зависит от степени его разрядки, т. е. давление жидкости не является постоянным.

Аккумуляторы с упругим корпусом применяют в объемных гидроприводах при небольших давлениях и расходах рабочей жидкости. На рис. 6.17 показан гидроаккумулятор с упругим корпусом, выполненный в виде металлического сильфона. Гидравлическую полость *A* аккумулятора при монтаже подсоединяют к гидросистеме. Во время зарядки аккумулятора происходит растяжение корпуса сильфона, а во время разрядки рабочая жидкость вытесняется из полости *A* под действием сил деформации корпуса сильфона. Аккумуляторы с упругим корпусом могут применяться совместно, например, с гидробаками как термокомпенсаторы (см. рис. 6.15).

Пневмогидроаккумуляторы подразделяют по следующим признакам: по наличию разделения сред — на аккумуляторы без разделителя и с разделителем; по конструкции разделителя — на поршневые, мембранные и баллонные; по форме корпусов — на цилиндрические и сферические.

В аккумуляторах без разделителя сред рабочая жидкость находится в непосредственном контакте с газом, который в течение времени растворяется в жидкости, что ухудшает ее рабочие свойства.

На рис. 6.18, *a* показана конструктивная схема поршневого пневмоаккумулятора, который состоит из цилиндрического корпуса *1* и поршня *2* с уплотнительным кольцом *3*. Пневматическая полость *B* аккумулятора заполняется сжатым газом (воздухом или азотом) под некоторым начальным давлением $p_{\text{нач}}$. Гидравлическая полость *A* аккумулятора подсоединеняется к гидросети. Принцип работы аккумулятора заключается в следующем. Зарядка аккумулятора происходит при увеличении давления рабочей жидкости в гидросети. При этом поршень аккумулятора под

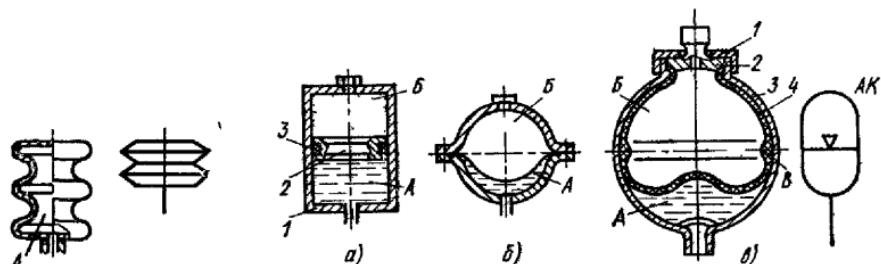


Рис. 6.17. Гидроаккумулятор с упругим корпусом

Рис. 6.18. Пневмогидроаккумуляторы:

a — поршневой; *b, c* — мембранные

действием давления жидкости перемещается вверх и сжимает газ в пневматической полости B до давления p_{\max} . При уменьшении давления рабочей жидкости в гидросети аккумулятор разряжается: поршень под действием давления газа перемещается вниз и вытесняет рабочую жидкость из полости A . Приближенно среднее давление газа при изотермическом процессе определяют по формуле

$$p_{cp} \approx \frac{1}{2} (p_{\text{нач}} + p_{\max}), \quad (6.5)$$

где $p_{\text{нач}}$ — начальное давление газа при его заполнении; p_{\max} — максимальное давление газа при зарядке аккумулятора.

Недостатки поршневых аккумуляторов — наличие сил трения между поршнем и корпусом, большие габариты и масса поршня, а также недостаточная герметичность подвижного соединения поршня с корпусом.

Более совершенную форму корпуса имеют сферические аккумуляторы (рис. 6.18, б, в). Они отличаются компактностью и имеют меньшую массу. Это обусловлено особенностями сферических форм: поверхность сферы при том же объеме меньше, чем у других форм, а напряжения в стенках под действием давления в 2 раза меньше, чем в стенках цилиндра того же диаметра.

Толщину стенки сферического корпуса δ , м, определяют по формуле

$$\delta \approx \frac{p_{\max} D}{4 \sigma_{\text{доп}}}, \quad (6.6)$$

где p_{\max} — максимальное давление среды, Па; D — внутренний диаметр сферического корпуса, м; $\sigma_{\text{доп}}$ — допускаемое напряжение материала на разрыв, Па.

Сферические аккумуляторы, состоящие из двух одинаковых полусфер (рис. 6.18, б), наиболее просты в изготовлении, но из-за сравнительно больших сил, действующих на разъем, их применяют при давлениях до 10 МПа. При более высоких давлениях применяют сферические аккумуляторы с разъемом по малому диаметру, так как в таких конструкциях силы, действующие на разъем, значительно меньше из-за уменьшения площади аккумулятора. На рис. 6.18, в показана конструктивная схема сферического мембранныго пневмогидроаккумулятора, который состоит из корпуса 3, резиновой мембранны 4, крышки 2 и накидной гайки 1. Крышка имеет штуцер для заправки пневматической полости B аккумулятора газом. Сферический корпус в верхней части имеет посадочное место для размещения герметизирующей кромки мембранны, а в нижней — штуцер для подсоединения гидравлической полости A аккумулятора к гидросети. Мембрана имеет утолщение B , которое стабилизирует положение деформированной мембранны. Поскольку сопротивление деформации мембранны неизначительно, то мембранные аккумуляторы практически безынерционны,

Рис. 6.19. Принципиальная схема гидропривода с гидроаккумулятором

Применение гидроаккумуляторов. В аккумуляторных гидроприводах гидроаккумуляторы применяют как основные источники энергии рабочей жидкости, в насосных гидроприводах — как дополнительные источники энергии жидкости: при уменьшении мощности насоса до средней мощности гидродвигателя, работающего в режиме периодических пиковых нагрузок; при обеспечении мгновенного питания гидродвигателя при перемещении золотника распределителя в одну из рабочих позиций при нулевой подаче насоса; при длительной выдержке гидродвигателя под нагрузкой при практическом отсутствии расхода рабочей жидкости, например, в гидроприводе прессов, зажимных устройств и т. п. (рис. 6.19). При длительной выдержке золотник распределителя устанавливают в исходную позицию, при которой насос H соединяется с баком B через клапан K , а давление в поршневой полости гидроцилиндра $Ц$ поддерживается аккумулятором $АК$.

Гидроаккумуляторы также применяют для уменьшения пульсации давления в напорных гидролиниях, защиты гидросистем от возможных гидравлических ударов, а также компенсации изменения объема при изменении температуры рабочей жидкости (см. рис. 6.15).

§ 6.6. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГИДРОЛИНИЯХ

Гидравлической линией называют устройство, предназначенное для прохождения рабочей жидкости от одного элемента к другому в процессе работы гидропривода. По назначению гидролинии подразделяют на всасывающие, напорные, сливные, дренажные и линии управления. По всасывающим линиям рабочая жидкость движется к самовсасывающим насосам; по напорным линиям — под давлением от насоса, гидроаккумулятора или гидромагистрали; по сливным линиям — в гидробаки; по дренажным линиям отводятся утечки рабочей жидкости; по линиям управления жидкость движется к устройствам для управления ими. В качестве собирательного назначения для гидролиний можно применять термин *гидросеть*.

Конструктивно гидролинии представляют собой трубопроводы, рукава, каналы и соединения.

Трубопроводы — сборочные единицы, состоящие из металлических труб и присоединительной арматуры, например: труба с развалцованными концами, ниппелями и накидными гайками; труба с фланцами, приваренными к ее концам, и т. д. В объемных гидроприводах с высоким давлением рабочей жидкости (40 МПа

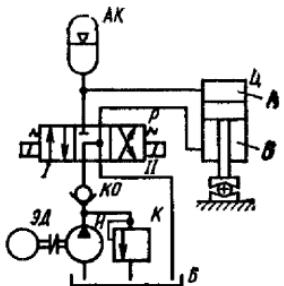
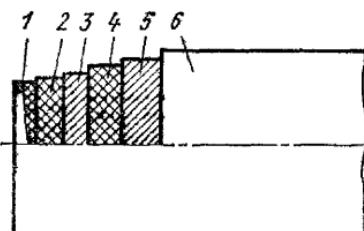


Рис. 6.20. Гибкий рукав



и выше) для трубопроводов в основном применяют стальные бесшовные трубы следующих разновидностей: трубы из углеродистой и легированной стали (сталь 20, 20Х и т. д.) и трубы из коррозионно-стойкой стали (12Х18Н10Т и т. д.). Медные трубы применяются при давлениях до 10—16 МПа [1, 3].

К трубопроводам гидроприводов предъявляют следующие основные технические требования: трубопроводы должны быть испытаны на прочность под давлением не меньше $1,5p_{\text{ном}}$ и на герметичность под давлением не меньше $p_{\text{ном}}$; на наружных и внутренних поверхностях трубопроводов не допускаются царапины, вмятины и забоины; перед монтажом трубопроводы должны быть очищены и промыты по технологии заводов-изготовителей изделий; минимальные радиусы гибки труб R (до оси трубы) должны быть более $2,5D$ для труб с наружными диаметрами $D < 20$ мм и более $3,5D$ для труб с наружными диаметрами $D > 20$ мм.

Степень сложности гибки труб зависит от отношения диаметра трубы к толщине ее стенки и кривизны гибки. Гибка труб с наполнителем позволяет получить форму сечения трубы в месте гиба без значительных искажений, влияющих на прочность трубы.

В качестве наполнителей можно применять воду с охлаждением до -70°C , специальные эластичные гибкие металлические оправки, дробь и пр. Не допускается применять песок, так как его очень трудно удалить с внутренней поверхности трубы, даже если труба после гибки будет подвергнута травлению. Для облегчения гибки медных труб их подвергают отжигу (нагрев до 750 — 800°C с последующим быстрым охлаждением в воде). Готовые трубы подвергают испытаниям на статическое и динамическое нагружение. При статическом нагружении давлением рабочей жидкости труба не должна терять герметичность, не должна иметь остаточных деформаций. Несколько труб из изготовленной партии проверяют на разрушающее давление. Динамическое нагружение производят на трубах, работающих при пульсационных изменениях давления рабочей жидкости.

Рукава применяют в гидроприводах для соединения гидроустройств, элементы которых имеют значительные относительные перемещения. На рис. 6.20 показана конструктивная схема рукава высокого давления. Рукав имеет внутренний резиновый слой 1, хлопчатобумажную оплетку 2, металлическую оплетку 3 и 5, промежуточный 4 и наружный 6 резиновые слои. В гидроприводах применяют также рукава высокого давления с внутренней фторопластовой трубкой. Рукава должны быть прочными, герметичными и долговечными. Радиус изгиба рукавов должен быть не менее

(12—18) d_b (d_b — внутренний диаметр рукава). Перед монтажом рукава должны быть промыты по технологии завода — изгото-вителя изделия [3].

При расчетах трубопроводов и рукавов определяют условные проходы и проверяют прочность.

Под условным проходом (ГОСТ 16516—70) понимают внутренний диаметр канала, трубы или рукава, округленный до ближайшего значения из установленного ряда [1].

Условный проход D_y , м, определяют по формуле

$$D_y = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{v}}, \quad (6.7)$$

где Q — расход рабочей жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$, v — скорость потока жидкости, $\text{м}/\text{с}$.

При выборе средней скорости потока рабочей жидкости в трубопроводах необходимо учитывать, что увеличение скорости потока приводит к увеличению гидравлического сопротивления, и, соответственно, потере мощности, а снижение — к увеличению диаметров трубопроводов и, следовательно, к увеличению массы всего гидропривода. На основании практики установлены следующие оптимальные значения скоростей потока рабочей жидкости: для напорных гидролиний 5—10 $\text{м}/\text{с}$; для сливных гидролиний 2—2,5 $\text{м}/\text{с}$; для всасывающих гидролиний 0,5—1,5 $\text{м}/\text{с}$.

Расчет труб на прочность сводится к определению толщины стенок. Различают трубы тонкостенные и толстостенные. Тонкостенными считают трубы, в которых отношение наружного диаметра D к толщине S его стенки удовлетворяет условию $D/S \geq 16$ или $D/d_b < 1,7$, где d_b — внутренний диаметр сечения трубы.

Толщину стенки δ , м, тонкостенных труб определяют по формуле

$$\delta = \frac{p_{\max}(D+m)}{2\sigma_{\text{доп}}}, \quad (6.8)$$

где p_{\max} — максимальное давление жидкости, Па; D — наружный диаметр трубы м; m — допустимое отклонение диаметра, м; $\sigma_{\text{доп}}$ — допустимое напряжение материала трубы, Па.

Значения m принимают по стандартам на сортаменты труб. Допускаемые напряжения $\sigma_{\text{доп}}$ для материалов определяют по формуле

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{\sigma_b}{n_b}, \quad (6.9)$$

где σ_b — предел прочности материала трубы, Па; n_b — коэффициент запаса прочности по пределу прочности ($n_b = 3 \dots 6$).

Толщину стенки толстостенных труб определяют по формуле Ляме.

Предел прочности для медных труб $\sigma_b = 210$ МПа, для труб из стали 20Х $\sigma_b = 436$ МПа, из стали 12Х18Н10Т $\sigma_b = 549$ МПа. Для гнутых труб σ_b следует уменьшать на 25% в связи с тем, что при гибке труб изменяется цилиндрическая форма сечения трубы. Допускимое искажение формы сечения трубы оговаривается в нормативно-технических документах.

Пример 6.1. Определить условный проход сливной линии при расходе жидкости $Q = 6,3 \text{ дм}^3/\text{с}$.

Скорость v жидкости в сливной линии принимаем равной 2,0 м/с, тогда по формуле (6.7) определяем

$$D_y = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{v}} = 1,13 \sqrt{\frac{6,3 \cdot 10^3}{2}} = 0,063 \text{ м} = 63 \text{ мм.}$$

Выбираем из ГОСТ 16516—70 условный проход 60 мм и определяем скорость жидкости в этом трубопроводе

$$v = \frac{Q \cdot 4}{\pi d_B^2} = \frac{6,3 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{\pi \cdot 6^2 \cdot 10^{-4}} = 2,23 \text{ м/с; } (2,0 < 2,23 < 2,5).$$

Пример 6.2. Определить толщину стенки трубы диаметром $D = 25$ мм из коррозионно-стойкой стали 12Х18Н10Т. Максимальное давление рабочей жидкости 32 МПа.

Для стали 12Х18Н10Т $\sigma_b = 549$ МПа. Выбираем запас прочности $n_b = 3$. Допускаемое напряжение

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{\sigma_b}{n_b} = 549/3 = 183 \text{ МПа.}$$

Отклонение по диаметру $m = +0,45$ мм (ГОСТ 9941—72). Толщина стенки

$$\delta = \frac{p(D+m)}{2\sigma_{\text{доп}}} = \frac{32 \cdot 10^6 \cdot 25,45 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 183 \cdot 10^6} = 2,2 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 2,2 \text{ мм.}$$

Выбираем толщину $\delta = 2,5$ мм.

§ 6.7. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ТРУБОПРОВОДОВ И КАНАЛОВ

При гидравлических расчетах определяют потери давления при движении рабочей жидкости в трубопроводах и каналах. Как известно из курса гидравлики, потери давления подразделяются на два вида: потери давления по длине Δp_l и местные потери давления Δp_m . Потери давления зависят при прочих равных условиях от режимов движения жидкости, а также от размеров и шероховатости внутренних поверхностей трубопроводов и каналов.

Различают два режима движения жидкости: ламинарный и турбулентный. При ламинарном режиме движения частицы жидкости перемещаются по траекториям, направленным вдоль потока без поперечного перемещения. При турбулентном режиме движения частицы жидкости перемещаются по случайным хаотическим

траекториям. Турбулентный режим сопровождается постоянным, как бы поперечным, перемешиванием жидкости. Переход от ламинарного режима к турбулентному происходит при определенных условиях, характеризуемых безразмерным критическим числом Рейнольдса Re . Для труб круглого сечения

$$Re = \frac{vd_B}{\nu}, \quad (6.10)$$

где v — скорость потока жидкости, м/с; d_B — внутренний диаметр трубопровода, м; ν — кинематическая вязкость жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$.

Для круглых труб критическое число Рейнольдса $Re_{kp} = 2300$; для гибких рукавов $Re_{kp} = 1600$. Режим движения жидкости ламинарный, если $Re < Re_{kp}$. Режим движения турбулентный, если $Re > Re_{kp}$.

Потери давления по длине в трубах круглого сечения как при ламинарном, так и при турбулентном режимах движения определяют по наиболее общей формуле

$$\Delta p_l = \lambda \frac{l}{d_B} \frac{v^2}{2} \rho, \quad (6.11)$$

где λ — коэффициент гидравлического трения; l — длина трубопровода, м; ρ — плотность рабочей жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Для ламинарного режима движения жидкости коэффициент гидравлического трения рассчитывают по формуле

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (6.12)$$

Формула (6.12) справедлива для стабилизированного ламинарного режима движения жидкости вдали от входа в трубопровод. На практике при гидравлических расчетах трубопроводов гидроприводов принимают

$$\lambda = (75 \dots 150) \frac{1}{Re}, \quad (6.13)$$

где коэффициент 75 принимают для стальных труб, а 150 — для гибких рукавов.

Для турбулентного режима движения жидкости коэффициент гидравлического трения для гладких стальных труб определяют по формуле

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (6.14)$$

Для других условий коэффициенты гидравлического трения определяются по графикам, которые приводятся в справочниках [1].

Местные потери давления Δp_m определяют по формуле

$$\Delta p_m = \xi \frac{v^2}{2} \rho, \quad (6.15)$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления.

Коэффициенты местных сопротивлений для конкретных местных сопротивлений определяют экспериментально. Значения их можно найти в справочниках [1].

Пример 6.3. Определить изменение потерь давления Δp в прямом напорном трубопроводе длиной $l = 2$ м с внутренним диаметром $d_B = 12$ мм при движении в нем рабочей жидкости АМГ-10; расход $Q = 0,63$ дм³/с в диапазоне температур от -50 до $+50$ °C.

По табл. 1.1 находим $\rho = 850$ кг/м³, $v_{-50} = 1250 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $v_{+50} = 10 \cdot 10^{-6}$ м²/с.
Скорость жидкости в трубопроводе

$$v = \frac{Q \cdot 4}{\pi d_B^2} = \frac{0,63 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 1,44 \cdot 10^{-4}} = 5,56 \text{ м/с.}$$

При температуре рабочей жидкости -50 °C:

число Рейнольдса

$$Re_{-50} = \frac{vd_B}{\nu} = \frac{5,56 \cdot 12 \cdot 10^{-3}}{1250 \cdot 10^{-6}} = 53,5 < 2300;$$

режим течения ламинарный;
коэффициент гидравлического трения

$$\lambda_{-50} = \frac{64}{Re_{-50}} = \frac{64}{53,5} = 1,20;$$

потери давления

$$\Delta p_{-50} = \lambda_{-50} \frac{l}{d_B} \frac{v^2}{2} \rho = 1,20 \frac{2 \cdot 5,56^2}{12 \cdot 10^{-3} \cdot 2} 850 = 2640 \cdot 10^3 \text{ Па} = 2,64 \text{ МПа.}$$

При температуре рабочей жидкости $+50$ °C

$$Re_{+50} = \frac{5,56 \cdot 12 \cdot 10^{-3}}{10 \cdot 10^{-6}} = 6680 > 2300;$$

режим течения турбулентный;

$$\lambda_{+50} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{6680}} = 0,035;$$

$$\Delta p_{+50} = 0,035 \frac{2 \cdot 5,56^2}{12 \cdot 10^{-3} \cdot 2} 850 = 77 \cdot 10^3 \text{ Па} = 0,077 \text{ МПа.}$$

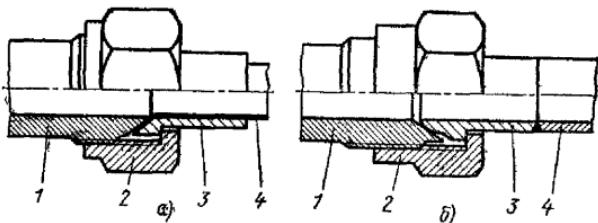
Изменение потерь давления

$$\Delta p_{-50} - \Delta p_{+50} = 2,64 - 0,077 = 2,563 \text{ МПа.}$$

§ 6.8. СОЕДИНЕНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ И ГИБКИХ РУКАВОВ

Соединения трубопроводов и гибких рукавов должны быть прочными, надежными, устойчивыми к воздействию внешних механических и климатических факторов и должны обеспечивать заданную герметичность. Соединения должны иметь также высокие производственные и эксплуатационные показатели, малую

Рис. 6.21. Соединение трубопроводов по наружному и внутреннему конусам



трудоемкость и невысокую стоимость изготовления, простоту и удобство монтажа.

Для всех соединений трубопроводов и рукавов установлен единый ряд присоединительных резьб (ГОСТ 12853—67). Условные графические обозначения соединений на схемах установлены ГОСТ 2.784—70.

В гидроприводах получили широкое применение следующие виды соединений трубопроводов: по наружному и внутреннему конусам, фланцевые, соединения с уплотнительным кольцом, поворотные и быстроразъемные [1, 3, 10].

Соединения трубопроводов по наружному конусу (рис. 6.21, а) осуществляют с помощью штуцера 1, ниппеля 3 и накидной гайки 2. Присоединительная часть штуцера имеет наружный конус с углом 74° . Конец трубы 4 развалцовка под углом 74° . Герметичность соединения обеспечивается обжатием конца трубы между корпусом штуцера и ниппелем с помощью накидной гайки.

Соединения трубопроводов по внутреннему конусу (рис. 6.21, б) осуществляют с помощью штуцера 1, полусферического ниппеля 3 и накидной гайки 2. Присоединительная часть штуцера имеет внутренний конус под углом 74° . Ниппель приварен к концу трубы 4. Герметичность соединения обеспечивается прижатием полусферического ниппеля к внутреннему конусу штуцера с помощью накидной гайки.

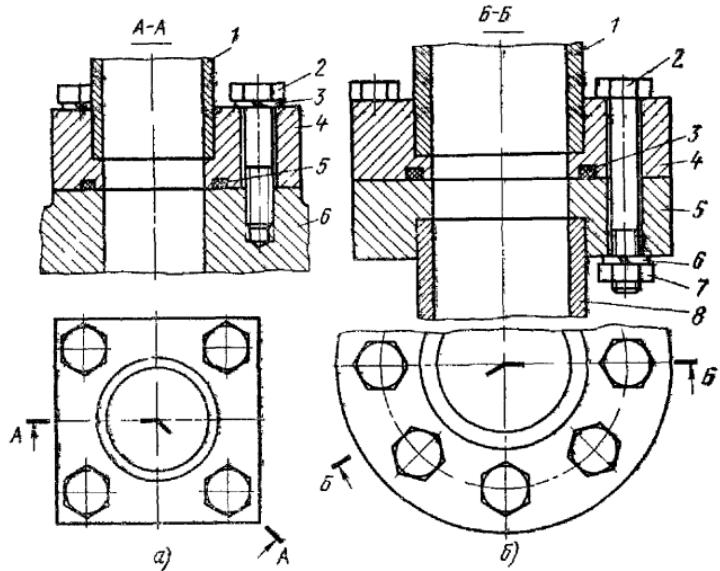
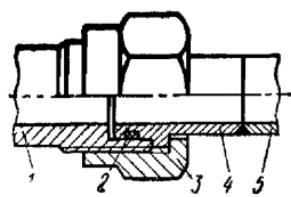


Рис. 6.22. Фланцевые соединения трубопроводов

Рис. 6.23. Соединение трубопроводов с уплотнительным кольцом



Фланцевые соединения трубопроводов (ГОСТ 19535—74) применяют, как правило, для труб с диаметрами более 40 мм. Фланцы могут быть квадратными и круглыми. На

рис. 6.22, а показана конструктивная схема концевого фланцевого соединения. Фланец 4 приварен к концу трубы 1. На торце фланца в круговой канавке установлено резиновое уплотнительное кольцо 5. Герметичность соединения обеспечивается уплотнительным кольцом 5 и прижатием фланца к корпусу 6 изделия с помощью четырех болтов 2 с шайбами 3. Промежуточное фланцевое соединение (рис. 6.22, б) состоит из двух круглых фланцев 4 и 5, приваренных к концам труб 1 и 8. Герметизация соединения трубопроводов обеспечивается уплотнительным кольцом 3 при соединении обоих фланцев с помощью болтов 2 и гаек 7 с шайбами 6. Толщина фланца должна быть такой, чтобы под действием давления рабочей жидкости не произошло раскрытия стыка и не было выдавлено уплотнительное кольцо в образовавшийся зазор.

Соединения трубопроводов с уплотнительными кольцами (рис. 6.23) состоят из штуцера 1, ниппеля 4, приваренного к трубе 5, и накидной гайки 3. Присоединительная часть штуцера имеет внутреннюю цилиндрическую расточку. Ниппель вставлен в расточку штуцера и прижат к его торцу накидной гайкой. Герметизация соединения обеспечивается резиновым уплотнительным кольцом 2.

Поворотные (шарнирные) соединения трубопроводов (рис. 6.24) применяют в тех случаях, когда требуется обеспечить поворот сопряженных деталей на угол до 360° в одной плоскости. Соединение трубопровода состоит из угольника 4, поворотной муфты с штуцером 1. Осевое перемещение муфты ограничено

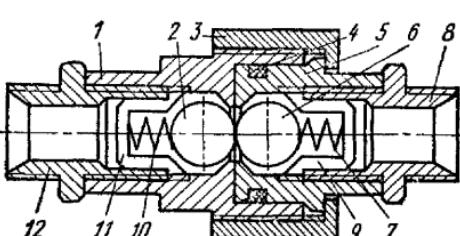
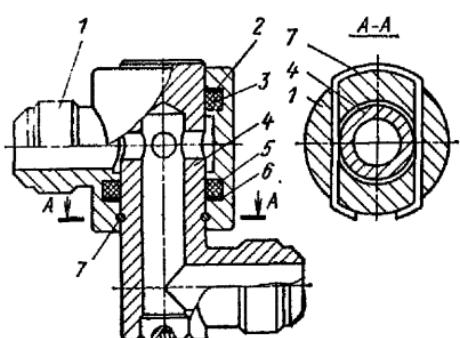


Рис. 6.24. Поворотное соединение трубопроводов

Рис. 6.25. Быстроразъемное соединение трубопроводов

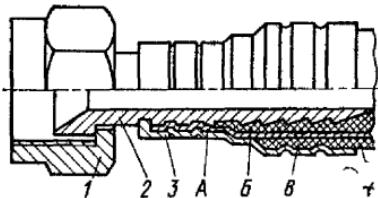
Рис. 6.26. Ниппельное соединение гибкого рукава

шплинтом 7. Герметизация соединения обеспечивается резиновыми уплотнительными кольцами 3 и 5 и защитными кольцами 2 и 6.

Быстроразъемные соединения трубопроводов и рукавов (рис. 6.25) состоят из двух гидроразъемов (полумуфт): штырькового 1 и гнездового 5. Внутри корпусов разъемов вмонтированы клапанные распределители, состоящие из шариков 2 и 6 и цилиндрических пружин 7 и 10, упирающихся в крестовины 9 и 11. Разъемы имеют присоединительные штуцеры 8 и 12. При соединении парных гидроразъемов под действием усилия стыковки шарики встречаются и взаимно отжимаются от седел. Таким образом создаются рабочие проходные сечения, необходимые для прохождения рабочей жидкости через соединения. Герметизация соединения обеспечивается уплотнительным кольцом 4, а прижим и фиксация разъемов — накидной гайкой 3. При расстыковке соединения сначала отвинчивается накидная гайка, а затем разъединяются разъемы. При этом шарики 2 и 6 под действием пружин прижимаются к седлам и препятствуют вытеканию рабочей жидкости. Кроме резьбовых быстроразъемных соединений в гидроприводах получили применение также цанговые быстроразъемные соединения.

Соединения гибких рукавов (рис. 6.26) состоят из накидной гайки 1, ниппеля 2 и обжимной муфты 3. Все детали арматуры стальные. Ниппель имеет профильную наружную поверхность. На конце рукава 4 на определенном расстоянии сняты наружный В и внутренний Б резиновые слои и оголена металлическая оплетка А [1, 3].

Для заделки рукава в арматуру подготовленный конец рукава зажимают между ниппелем и муфтой в специальном цанговом приспособлении.



УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

§ 7.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВАХ

Уплотнительные устройства предназначены для герметизации соединений с целью предотвращения или уменьшения утечек рабочей жидкости через зазоры в подвижных и неподвижных соединениях, а также защиты гидравлических полостей от проникновения загрязняющих и других частиц из внешней среды.

Уплотнительное устройство (ГОСТ 15184—70) в общем случае состоит из уплотнения, элементов сопрягаемых деталей соединений и вспомогательных деталей. *Уплотнением* называют деталь уплотнительного устройства, находящуюся в контакте с сопрягаемыми деталями и препятствующую перетеканию рабочей жидкости через зазоры между этими деталями. Пространство в уплотнительном устройстве для установки уплотнения называют посадочным местом. К вспомогательным деталям уплотнительного устройства относят детали, обеспечивающие нормальную работу уплотнений (*защитные, нажимные и опорные кольца и др.*).

Уплотнения подразделяют по следующим признакам: по виду относительного движения — уплотнения неподвижных и подвижных соединений (вращательного, возвратно-поступательного и колебательного), по направлению упругой деформации — аксиальные (*торцевые*) и радиальные; по конструкции — уплотнительные кольца, манжеты, прокладки и т. п.; по материалу — неметаллические (резиновые) и металлические.

Упругими называют уплотнения, в которых контакт с сопрягаемыми деталями достигается в результате действия упругих сил, возникающих при их сжатии или изгибе. *Защитные* уплотнения (грязесъемники, пыльники и т. д.) предназначены для предохранения рабочих полостей гидравлических устройств от проникновения загрязняющих частиц из внешней среды.

Основными показателями качества уплотнений (ГОСТ 4.17—80) являются показатели назначения и надежности, а также экономические показатели.

К общим показателям назначения, определяющим область применения относятся работоспособность в среде рабочей жидкости; режим в интервале температур; диапазон рабочих давлений; максимальные (допустимые) скорости перемещения (линейная скорость, частота двойных ходов, частота вращения).

Основными физико-механическими показателями назначения уплотнений являются *степень герметичности* — допустимая утечка рабочей жидкости; контактное давление и относительная остаточная деформация сжатия. Качество уплотнений зависит также от физико-механических показателей резины (относительное удлинение при разрыве, твердость, условная прочность и т. д.).

К общим показателям назначения, характеризующим конструкцию уплотнений, относятся допуски на размеры, допуски формы и расположения поверхностей, шероховатость поверхностей. Качество уплотнений также зависит от состояния поверхностей сопрягаемых деталей и точности монтажа.

К показателям *надежности* уплотнений относятся показатели долговечности (ресурс, средний срок службы) и сохраняемости (средний срок сохраняемости).

§ 7.2. ГЕРМЕТИЗАЦИЯ СОЕДИНЕНИЙ УПЛОТНИТЕЛЬНЫМИ КОЛЬЦАМИ

Уплотнительное кольцо — радиальное или осевое (торцовое) уплотнение в виде кольца, применяемое в подвижных и неподвижных соединениях, уплотняющий эффект которого создается в результате сжатия.

На рис. 7.1 показаны сечения упругих уплотнительных колец. Наибольшее распространение в объемных гидроприводах получили уплотнительные кольца круглого сечения (рис. 7.1, а), которые предназначены для работы при давлении до 50 МПа в неподвижных соединениях и до 32 МПа в подвижных соединениях в средах минеральных масел и водных эмульсий (ГОСТ 9833—73 и ГОСТ 18829—73). Скорость относительного перемещения деталей уплотнительных устройств до 0,5 м/с. Материал уплотнительных колец — резина [3, 4].

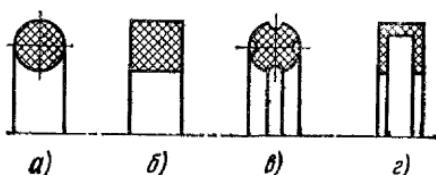
На рис. 7.2 показаны схемы монтажа радиальных уплотнительных колец круглого сечения. Для размещения кольца в изделии предусматривают посадочные места — круговую канавку определенных размеров $D_{\Phi} = d_3 + 2d + 1$ и $d_{\Phi} = D_1 - 2d - 1$. Глубину b канавки выбирают такой, чтобы кольцо было обжато по поперечному сечению на определенную величину. В практике это обжатие оценивают коэффициентом предварительного сжатия, %: $\varepsilon = (d - b) 100/d$, где d — диаметр сечения кольца в свободном состоянии; b — глубина канавки.

Коэффициент предварительного сжатия обычно принимают равным 10—35 %. Канавку выполняют шириной a примерно на 20—25 % больше диаметра d .

Параметры шероховатости поверхностей сопрягаемых деталей

Рис. 7.1. Сечения упругих уплотнительных колец:

а — круглое; б — прямоугольное, в — Х-образное; г — П-образное



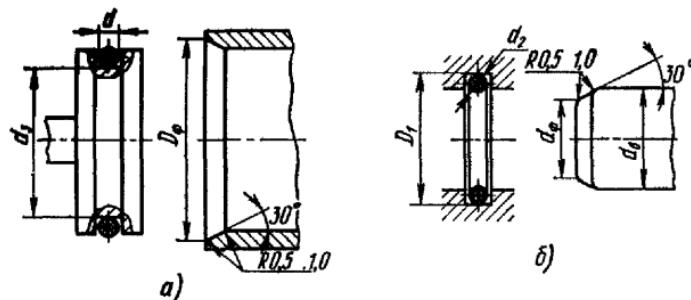


Рис. 7.2. Схемы монтажа радиальных колец и заходные фаски

выбирают исходя из назначения соединения: для неподвижного — не более $Ra = 0,80$ мкм, для подвижного — $Ra = 0,20$ мкм. В канавке под кольцо $Ra = 1,6$ мкм.

Для исключения срезания колец при сборке изделий в конструкции деталей предусматривают заходные фаски под углом 30° (см. рис. 7.2). При сборке рекомендуется смазывать трещищиеся поверхности уплотнений тонким слоем смазки типа ЦИАТИМ-221.

Механизм действия упругого уплотнения состоит в следующем (рис. 7.3). Уплотняемые поверхности имеют неровности от обработки и различные дефекты. Заполнение микронеровностей уплотняемых поверхностей достигается сжатием уплотнения между уплотняемыми поверхностями (рис. 7.3, б). В этом случае в поверхностных слоях уплотнения возникает напряжение, достаточное для деформации поверхностного слоя элемента до заполнения неровностей. Различают две стадии процесса герметизации: первая — уплотнение и уплотняемая поверхность входят в контакт, вторая — перекрываются каналы от шероховатости поверхности и наступает нормальное уплотнение соединений. Расчет уплотнений в этом случае сводится к определению контактного напряжения p_k (рис. 7.3, б), при котором обеспечивается нормальная герметизация.

При отсутствии давления среды контактное напряжение создается в результате сжатия кольца. Если давление среды p_0 достаточно для деформации уплотнительного элемента, его материал ведет себя подобно сильно вязкой жидкости и передает давление p_0 на стенки. Материал кольца находится в состоянии всестороннего сжатия (контактное напряжение $p_k + p_0$) за исключением части

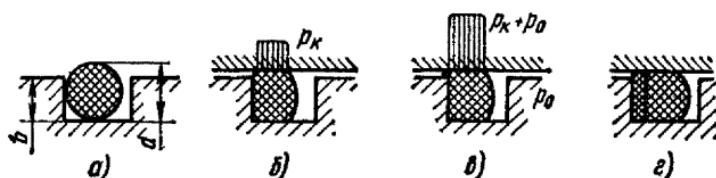


Рис. 7.3. Герметизация упругими кольцами круглого сечения:

а — в свободном состоянии; б — после установки; в — под давлением; г — защитное кольцо

кольца, выходящей в зазор (рис. 7.3, в). При большом зазоре между уплотняемыми поверхностями при некотором давлении $p > p_0$ уплотнение начнет выдавливаться в зазор. Выдавливаемый материал может разрушаться. Для предотвращения разрушений устанавливают защитные кольца из более твердого материала (рис. 7.3, г).

Заданные кольца изготавливают из фторопластика и применяют для предохранения от выдавливания резины в зазор под действием давления рабочей жидкости. Заданные кольца устанавливают в неподвижных соединениях при $p > 15$ МПа, в подвижных — при $p > 10$ МПа [3].

Ширину контактной поверхности для колец круглого сечения определяют из условия равенства объемов деформированного и недеформированного колец. При этом следует учитывать, что в результате действия различных факторов, например процессов старения, во время эксплуатации контактное напряжение уменьшается.

Утечки по уплотнению, пропорциональные периметру уплотнения, снижаются до минимума при контактном напряжении $p_k > p_{k \min}$. Значение $p_{k \min}$ для каждого материала определяют экспериментально. Увеличение контактного напряжения p_k малоэффективно при герметизации соединений с дефектами (рисками, царапинами, раковинами, срезами, посторонними включениями). Чтобы исключить влияние дефектов, уплотнения выполняют шириной, превышающей минимальное значение, достаточное для перекрытия длины возможных дефектов, а также выбирают оптимальную обработку уплотняемых поверхностей.

На рис. 7.4 показаны конструктивные схемы радиальных и осевых уплотнений. Осевые (торцовые) уплотнения по сравнению с радиальными имеют следующий недостаток: при раскрытии стыков соединений предварительное контактное напряжение резко уменьшается и герметизация соединений нарушается.

Для герметизации неподвижных соединений, работающих при высоких давлениях рабочей жидкости, применяют П-образные кольца (рис. 7.5). Плоские пружины увеличивают упругость уплотнения и позволяют значительно увеличить срок службы, не зависящий от температуры эксплуатации.

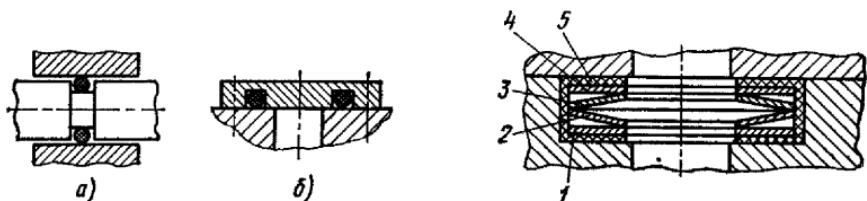


Рис. 7.4. Радиальные (а) и осевые (торцовые) (б) уплотнения

Рис. 7.5. Схема монтажа кольца П-образного сечения:

1, 4 — защитные опорные кольца, 2, 3 — плоские пружины; 5 — П-образное кольцо

§ 7.3. ГЕРМЕТИЗАЦИЯ СОЕДИНЕНИЙ УПЛОТНИТЕЛЬНЫМИ МАНЖЕТАМИ

Уплотнительная манжета — радиальное уплотнение в виде кольца, имеющее выступающие рабочие элементы, в результате изгиба и прижатия которых к герметизируемой поверхности обеспечивается контакт с сопрягаемыми деталями. Уплотнительные манжеты применяют для герметизации вращательных и возвратно-поступательных соединений [2, 3].

На рис. 7.6 показана конструктивная схема типовой армированной уплотнительной манжеты, предназначенный для герметизации вращающихся валов гидромашин. Манжета состоит из корпуса 4, каркаса 3, губки с уплотнительной кромкой 1 и пружины 2. Металлический каркас придает корпусу манжеты определенную форму и жесткость. Нажимная (браслетная) пружина 2 создает радиальное усилие на губку и прижимает кромку 1 к валу гидромашины. В манжетах с нажимной пружиной контактное напряжение легко регулировать подбором усилия пружины. Так как усилие пружины практически во время эксплуатации не изменяется, то старение резины не оказывает решающего значения на работу манжеты.

При неподвижном вале материал манжеты под воздействием усилия на кромке заполняет все поверхностные микронеровности вала и препятствует утечке. При вращении вала каждая точка уплотняющей поверхности кромки совершает радиальные перемещения, при этом восстанавливается контакт с валом. Кроме того, силы трения смещают кромку в направлении вращения. Таким образом, точки уплотняющей кромки совершают сложные движения, и между поверхностями кромки манжеты и вращающегося вала образуются местные зазоры, заполняемые уплотняемой средой, что обеспечивает смазку и охлаждение уплотняющей кромки. При недостаточном контактном напряжении и большом радиальном биении вала может образоваться большой зазор. Это при малом износе и нагреве уплотнительной кромки вызывает утечки рабочей жидкости. При повышенном контактном напряжении развиваются процессы трения, изнашивания и старения резины в результате нагрева.

Типовые манжеты предназначены для работы в гидроприводах при перепаде давлений между внутренней полостью корпуса и внешней средой до 0,05—0,2 МПа (рис. 7.6, рабочая жидкость слева). Окружная скорость на уплотнительной кромке до 2,5 м/с.

Работоспособность манжеты зависит от качества сопрягаемой поверхности вала. Рабочая поверхность вала должна отвечать следующим требованиям: твердость поверхности трения не менее

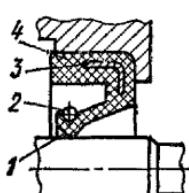


Рис. 7.6. Армированная уплотнительная манжета для вращающихся валов

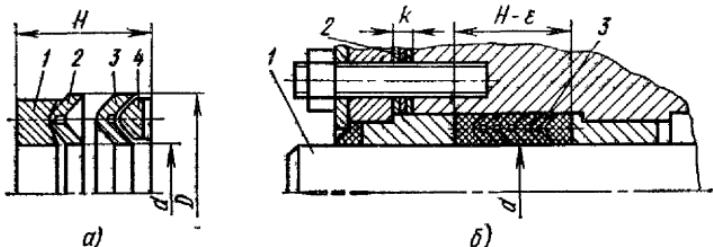


Рис. 7.7. Шевронные резинотканевые уплотнения:

a — комплект уплотнения; *б* — схема монтажа уплотнения при герметизации штока

HRC 30 (если материал вала не обеспечивает требуемой твердости, рекомендуется в зоне контакта вала с манжетой устанавливать жестко переходную втулку); допускаемое отклонение не более чем по *h11* СТ СЭВ 144—75, шероховатость поверхности не ниже $Ra = 0,2$ мкм по ГОСТ 2789—73 с последующей полировкой (не допускаются риски и другие дефекты); радиальное биение не более 0,15 мм.

Требования к расточке в корпусе гидромашины: допускаемое отклонение *H8*; шероховатость поверхности не ниже $Ra = 1,6$ мкм; несоосность посадочного отверстия под манжету по отношению к валу не более 0,2 мм.

Уплотнительные манжеты для герметизации пар возвратно-поступательного движения имеют ряд преимуществ по сравнению с уплотнительными кольцами. Меньшая ширина уплотняющей кромки (рис. 7.1) обуславливает меньшую силу трения.

На рис. 7.7, *a* показан комплект шевронных резинотканевых уплотнений для герметизации штоков и корпусов гидроцилиндров, применяемый при давлении рабочей жидкости до 63 МПа со скоростью возвратно-поступательного движения штоков и поршней менее 3 м/с в среде минеральных масел и водных эмульсий при температуре от -50 до $+100$ °С. В состав комплекта уплотнения входят шевронные манжеты 2 и 3, нажимное 1 и опорное 4 кольца. В комплекте уплотнения для штоков может быть от двух до десяти манжет в зависимости от диаметра штока и давления рабочей жидкости, а в комплекте уплотнения для цилиндров должно быть не менее двух манжет при давлении до 32 МПа и не менее трех при давлении до 63 МПа. На рис. 7.7, *б* показана схема монтажа шевронных манжет 3 для герметизации штока 1 гидроцилиндра. Регулирование осевого сжатия манжет при монтаже обеспечивается ограничительными шайбами 2. Шевронные манжеты и кольца изготавливают из ткани, вулканизированной с двух сторон резиновой смесью, содержащей графит в качестве антифрикционной добавки. Допускается применять нажимные и опорные кольца из бронзы и других материалов [3].

На рис. 7.8, *a* показана резиновая манжета уменьшенного сечения, предназначенная для герметизации соединений в гидра-

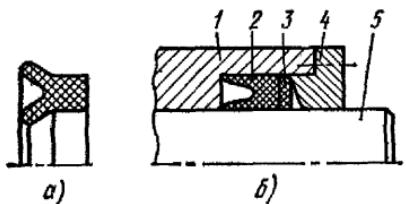


Рис. 7.8. Резиновая уплотнительная манжета уменьшенного сечения:

a — конструкция манжеты; *b* — схема монтажа манжеты при герметизации штока

влических устройствах с возвратно-поступательным движением поршня или штока со скоростью относительного перемещения не более 0,5 м/с при давлении от 0,15 до 50 МПа и температуре от -60 до $+200^{\circ}\text{C}$. На рис. 7.8, *b* показана схема монтажа манжеты 5 с корпусом 1 гидроцилиндра состоит из манжеты 2, защитного кольца 3 и крышки 4.

§ 7.4. ГЕРМЕТИЗАЦИЯ СОЕДИНЕНИЙ С ПОМОЩЬЮ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

Контактные металлические уплотнительные устройства обеспечивают герметизацию неподвижных и подвижных соединений.

Для герметизации неподвижных внутренних соединений, например, пары клапан 1 — седло 2 (рис. 7.9, *a*) в клапанах и клапанных распределителях (см. гл. 5) или пары корпус 2 — крышки 1 и 3 (рис. 7.9, *b*) в шестеренных и пластинчатых насосах необходимы тщательная механическая обработка сопрягаемых поверхностей и силовой контакт сопрягаемых деталей.

На рис. 7.10 показана герметизация наружного неразъемного соединения с помощью гладкой цилиндрической заглушки 2, которая запрессована в отверстие корпуса 1. Заглушку изготавливают из того же материала, что и корпус. После запрессовки заглушку выполняют чеканку по диаметру D для повышения прочности соединения.

На рис. 7.11, *a* показана герметизация неподвижного соединения трубопроводов с помощью сварки, на рис. 7.11, *b* — с помощью пайки. Сварные швы и пайка могут давать высокую степень герметичности соединений.

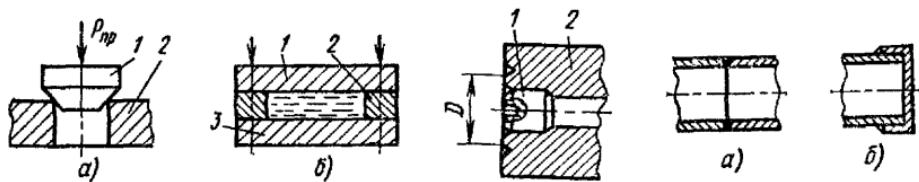


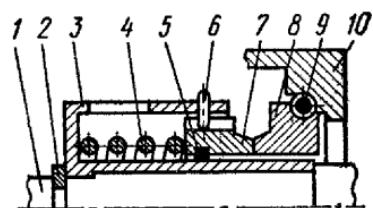
Рис. 7.9. Герметизация внутренних соединений способом обработки и поджима сопрягаемых деталей:

a — клапан-седло; *b* — крышка-корпус

Рис. 7.10. Герметизация неразъемного соединения способом запрессовки гладкой цилиндрической заглушки

Рис. 7.11. Герметизация неразъемных соединений с помощью сварки (*a*) и пайки (*b*)

Рис. 7.12. Осевое (торцовое) металлическое уплотнительное устройство для вращающихся валов



Герметизацию подвижных внутренних соединений обеспечивают двумя способами:

уменьшением зазоров в подвижных соединениях до минимума (3—5 мкм), например, герметизация соединений таких пар, как золотник — корпус в распределителях с цилиндрическим золотником (см. гл. 5), поршень — цилиндр в поршневых насосах и гидромоторах (см. гл. 4) и т. д.;

силовым контактом тщательно обработанных сопрягаемых поверхностей, например, герметизация соединений таких пар, как пластина — статорное кольцо (поджим пластин обеспечивается давлением жидкости, подводимой в пазы ротора), блок цилиндров — распределительный диск в аксиально-поршневых насосах и гидромоторах с торцевым распределением (поджим блока цилиндров к распределительному диску обеспечивается силой пружины и давлением жидкости).

На рис. 7.12 показана конструктивная схема осевого (торцового) металлического уплотнительного устройства для герметизации вращающихся валов гидромашин, применяющегося при высоком давлении (до 2 МПа) рабочей жидкости во внутренних полостях [2].

Основными элементами торцового уплотнительного устройства являются втулка 3, вращающееся упорное кольцо 7 и невращающееся опорное кольцо 8. Втулка 3 жестко и герметично закреплена на валу 1 гидромашины и от осевого перемещения ограничена кольцом 2. Упорное кольцо 7, установленное во втулке 3, может перемещаться вдоль оси втулки. Герметизация соединения нажимного кольца 7 со втулкой 3 обеспечивается резиновым уплотнительным кольцом 5. Поводок 6, входящий в паз втулки 3, предназначен для передачи вращения вала 1, упорному кольцу 7. Опорное кольцо 8 установлено в корпусе 10 гидромашины с опорой на уплотнительное кольцо 9, обеспечивающее кроме герметизациистыка самоустанавливаемость опорного кольца 8 по отношению к кольцу 7. Опорное кольцо фиксируется от вращения штифтом (на рисунке не показан). Упорное кольцо изготовлено из износостойкой стали, а опорное кольцо — из бронзы. Рабочие торцовые поверхности колец должны иметь параметр шероховатости R_a 0,2 мкм. Допуск плоскостности не более 0,5—1,0 мкм. Принцип действия уплотнительного устройства заключается в следующем. Предварительное поджатие упорного кольца 7 к опорному кольцу 8 обеспечивается пружиной сжатия 4. Во время работы гидромашины к усилию пружины добавляется давление рабочей жидкости, находящейся в корпусе 10 со стороны пружины.

ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ УСИЛИТЕЛИ МОЩНОСТИ

§ 8.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ УСИЛИТЕЛЯХ МОЩНОСТИ

Под *электрогидравлическим усилителем мощности* (ЭГУ) понимают устройство для преобразования и усиления мощности входного электрического управляющего сигнала в мощность направленного потока рабочей жидкости в соответствии с командной информацией. На рис. 8.1 показана структурная схема ЭГУ, состоящего из электромеханического преобразователя (ЭМП) и регулирующего гидроаппарата (РГА). ЭМП в усилителе предназначен для преобразования входного электрического управляющего сигнала в движение выходного звена (валика, штока якоря и т. д.). Выходное звено ЭМП воздействует на запорно-регулирующий элемент РГА, который предназначен в усилителе для изменения расхода, давления и направления потока рабочей жидкости путем изменения своих дросселирующих щелей пропорционально управляющему воздействию. На вход ЭГУ подается управляющий электрический сигнал, обладающий малой мощностью N_s , а на выходе ЭГУ возникает направленный поток рабочей жидкости, обладающий большой гидравлической мощностью N_r . Усиление мощности практически неограничено. Коэффициент усиления мощности

$$k_N = \frac{N_r}{N_s}, \quad (8.1)$$

где N_r — гидравлическая мощность потока жидкости; N_s — мощность электрического сигнала управления.

В некоторых конструкциях ЭГУ коэффициент усиления мощности больше 1000.

В состав ЭГУ помимо ЭМП и РГА могут входить комплектующие устройства, смонтированные по определенной схеме, обеспечивающей работу усилителя, например, устройство обратной связи (УОС), контрольно-измерительные приборы, гидравлические фильтры и присоединительная арматура (электро- и гидроразъемы). В состав ЭГУ гидродвигатели не входят.

Классификация ЭГУ может быть проведена по следующим признакам: по числу регулирующих гидроаппаратов — однокаскадные, двухкаскадные и т. д.; по типу управляющего дросселя — с переменным и комбинированным сочетанием (переменные и по-

Рис. 8.1. Структурная схема ЭГУ мощности

стационарные) дросселей; по схеме включения дросселей — с последовательным и параллельным соединением дросселей; по виду регулирующего гидроаппарата, непосредственно соединенного с ЭМП, — золотниковые, усилители сопло-заслонка и струйные; по виду электрического управляющего сигнала — с непрерывным и дискретным (релейным, импульсным и цифровым) управлением; по наличию устройства обратной связи — с обратной и без обратной связи; по виду устройств обратной связи — с механической, электрической и гидравлической обратной связью [4,11].

Золотниковые ЭГУ. Однокаскадные золотниковые ЭГУ являются обычновенными дросселирующими гидравлическими распределителями с управлением от электромагнитов.

На рис. 8.2 показан двухкаскадный золотниковый ЭГУ без обратной связи. Первый каскад усилителя состоит из управляющего золотникового распределителя 2 с управлением от электромагнитов 3 и 4 толкающего типа. Вторым каскадом усилителя являются основной дросселирующий распределитель 1. Торцовые полости *B* и *G* распределителя 1 соединены гидролиниями с распределителем 2. Принцип работы ЭГУ заключается в следующем. При подаче электрического сигнала на один из ЭМП, например на электромагнит 3, золотник распределителя 2 переместится влево и рабочая жидкость под давлением поступит в полость *B* распределителя 1. При этом полость *G* через вторую щель распределителя 2 соединится со сливной линией. На торцах золотника основного распределителя возникнет перепад давлений $\Delta p = p_1 - p_2$, в результате которого золотник переместится вправо, и основной поток рабочей жидкости поступит через дросселирующую щель по каналу *B* к гидродвигателю, а через канал *A* поток от гидродвигателя через вторую дросселирующую щель пойдет на слив.

На рис. 8.3 показан двухкаскадный золотниковый ЭГУ с обратной связью. ЭГУ состоит из управляющего распределителя 2

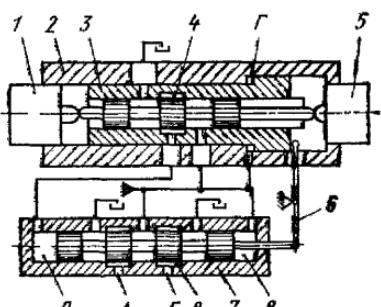
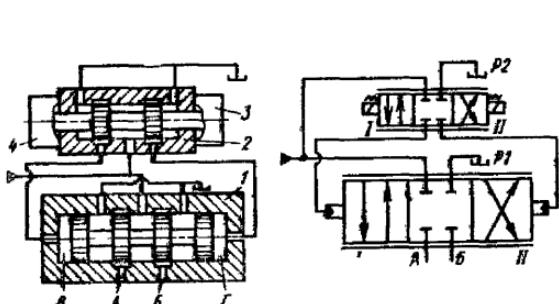
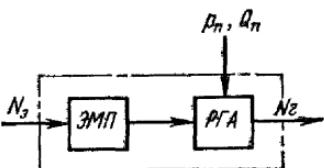


Рис. 8.2. Двухкаскадный золотниковый ЭГУ без обратной связи

Рис. 8.3. Двухкаскадный золотниковый ЭГУ с обратной связью

первого каскада, электромеханических преобразователей 1 и 5, основного распределителя 7 и рычага 6 обратной связи по положению золотника основного распределителя. Основными элементами управляющего распределителя 2 являются корпус, плавающая втулка 3 и цилиндрический золотник 4. Управляющий распределитель имеет напорную полость Γ между корпусом и втулкой 3. При подводе рабочей жидкости в полость Γ втулка поджимается к верхнему концу рычага 6. Основной распределитель 7 имеет две торцовые полости В и Д с разными рабочими (торцовыми) площадями золотника 8. Полость В распределителя 7 постоянно соединена с напорной линией, а полость Д может быть соединена при помощи управляющего распределителя с напорной или сливной линией. Принцип работы ЭГУ заключается в следующем. При подаче электрического сигнала на ЭМП 1 золотник 4 управляющего распределителя смещается вправо. В результате этого полость Д основного распределителя 7 соединяется через открывшуюся щель в распределителе со сливной линией, а золотник 8 под действием давления жидкости, подведенной в камеру В, смещается влево. При этом напорная полость распределителя соединяется через открывшуюся щель с каналом А, а канал Б соединяется через другую щель со сливной линией. Одновременно золотник 8 тянет влево нижний конец рычага 6. В результате этого смещения верхний конец рычага позволяет втулке 3 смещаться вправо под действием давления жидкости, подводимой к полости Γ , т. е. втулка 3 отслеживает перемещение золотника 4. Если перемещение золотника 4 прекратить, то втулка 3 перекроет сливную линию в управляющем распределителе и тогда перекроется полость Д, а золотник 8 зафиксируется в определенном положении. При подаче электрического сигнала на ЭМП 5 золотник 4 управляющего распределителя перемещается влево. При этом через образовавшуюся щель в управляющем распределителе камера Д основного распределителя соединяется с напорной линией и золотник 8 перемещается вправо вследствие разности рабочих (торцовых) площадей торцов золотника. При этом напорная полость соединяется через щель с каналом Б, а канал А через вторую щель со сливной линией. Одновременно с перемещением золотника 8 вправо втулка 3 управляющего распределителя перемещается влево при помощи рычага 6.

ЭГУ с соплами и заслонкой. На рис. 8.4 показаны схемы последовательного и параллельного соединения дросселей ЭГУ. Регулированием дросселей ДР1 и ДР2 (рис. 8.4, а) можно изменять гидравлическую мощность, поступающую к гидродвигателю. Такая схема последовательного соединения дросселей позволяет обеспечить работу гидродвигателя одностороннего действия.

Для обеспечения работы гидродвигателя двустороннего действия устанавливают вторую, параллельную, ветвь последовательно соединенных дросселей. Эта схема получила название схемы гидравлического моста (рис. 8.4, б). Одна диагональ моста образуется

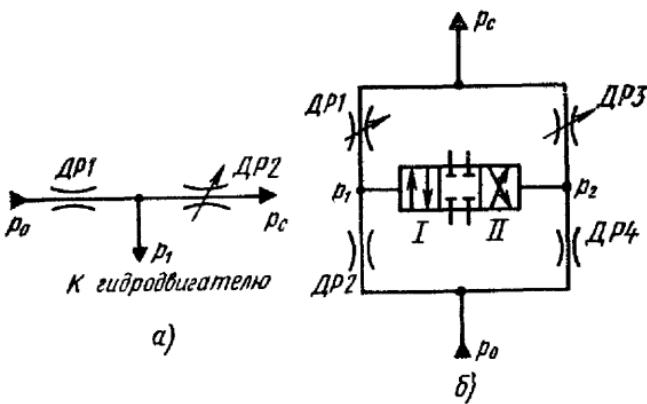


Рис. 8.4. Схемы соединения дросселей

давлениями питания p_0 и слива p_c , вторая — давлениями нагрузки p_1 и p_2 . Схема гидравлического моста является универсальной схемой первого каскада ЭГУ с соплами и заслонкой. Конструктивно регулируемые дроссели выполнены в виде сопл $C1$ и $C2$, равно удаленных от заслонки 1 (рис. 8.5). При смещении заслонки от ее нейтрального положения изменяется гидравлическое сопротивление при истечении жидкости через сопла $C1$ и $C2$ и соответственно изменяется в диагонали моста перепад давлений $\Delta p = p_1 - p_2$. При нейтральном положении заслонки $\Delta p = p_1 - p_2 = 0$.

На рис. 8.5 показан двухкаскадный электрогидравлический усилитель с соплами и заслонкой. Первый каскад ЭГУ — симметричный гидроусилитель с соплами и заслонкой, второй каскад — дросселирующий распределитель с цилиндрическим золотником. Заслонка 1 закреплена на якоре ЭМП. В диагональ моста подключен распределитель P с пружинами 2 и 5. Принцип работы ЭГУ с соплами и заслонкой состоит в следующем. При подаче на ЭМП электрического управляющего сигнала определенной полярности заслонка отклоняется от нейтрального положения. При смещении заслонки влево гидравлическое сопротивление сопла $C1$ увеличивается, а гидравлическое сопротивление сопла $C2$ уменьшается. Одновременно давление p_1 в левой ветви моста увеличивается, а давление p_2 в правой уменьшается. Таким образом в диагонали моста (на торцах золотника 3) создается перепад давлений $\Delta p = p_2 - p_1$, пропорциональный смещению заслонки. Под действием этого перепада давлений золотник распределителя сместится вправо в корпусе 4

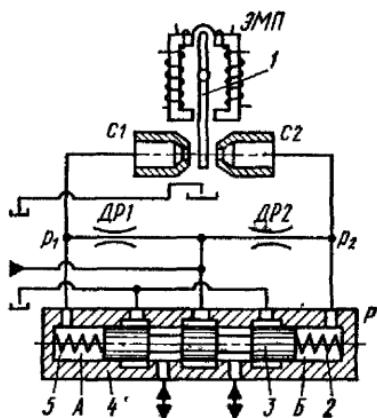
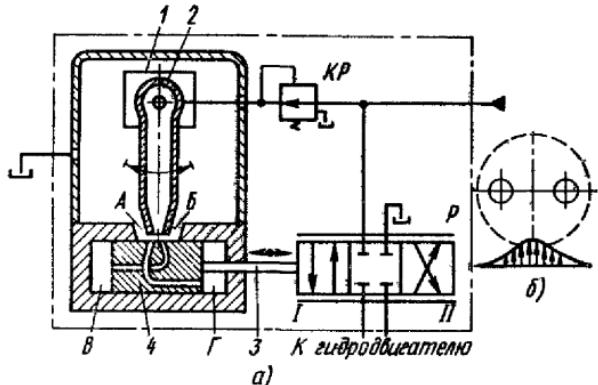


Рис. 8.5. Двухкаскадный ЭГУ с соплами и заслонкой без обратной связи

Рис. 8.6. Двухкаскадный струйный ЭГУ с внутренней обратной связью:

a — конструктивная схема; *b* — распределение скоростей в живом сечении потока жидкости



ЭГУ с соплами и заслонкой обладают высокой чувствительностью и стабильностью характеристик при изменении температур рабочей жидкости при сравнительно малых массе и габаритах. Как недостаток следует отметить неполное использование мощности потока рабочей жидкости, что снижает КПД гидросистемы. Поэтому ЭГУ с соплами и заслонкой используют только в первом каскаде многокаскадных ЭГУ.

Струйные электрогидравлические усилители. На рис. 8.6, *a* показан двухкаскадный струйный ЭГУ с внутренней обратной связью. Первый каскад усилителя состоит из струйной трубы 2, закрепленной на валике электромеханического преобразователя 1. Внутренняя полость струйной трубы соединена с напорной линией гидросистемы через редукционный клапан *KP*, понижающий давление питания первого каскада ЭГУ. Распределительный блок выполнен в виде подвижного поршня с приемными соплами *A* и *B* и рабочими полостями *B* и *G*. Поршень 4 усилителя жестко соединен с помощью штока 3 с золотником дросселирующего распределителя *P* второго каскада. Конец струйной трубы выполнен в виде конического насадка с углом 13—15°. В этом насадке происходит преобразование потенциальной энергии потока истекающей жидкости в кинетическую энергию. В двух приемных соплах *A* и *B*, которые выполнены с углом расширения в 8—10°, происходит преобразование кинетической энергии в потенциальную. Торец струйной трубы располагают на расстоянии $l \approx 4,2d_{\text{вых}}$ от плоскости распределительного блока. Распределение скоростей на этом расстоянии в живом сечении потока показано на рис. 8.6, *b*. При нейтральном расположении струйной трубы относительно приемных сопел *A* и *B* профиль эпюры скоростей располагается симметрично и перекрывает приемные сопла. При смещении сопла влево эпюра скоростей смещается также влево. В сопло *A* жидкость поступает со скоростью, большей, чем в сопло *B*, соответственно в полости за соплом *A* давление больше, чем в полости за соплом *B*. Шток 3 распределительного блока и дросселирующий распределитель образуют второй каскад ЭГУ.

Принцип работы ЭГУ со струйной трубкой заключается в следующем. При отсутствии электрического сигнала на ЭМП струйная трубка находится в нейтральном (среднем) положении, и поэтому жидкость с одинаковыми скоростями поступает в приемные сопла *А* и *Б*, т. е. давления на выходе из приемных сопл равны $p_1 = p_2$. При подаче на ЭМП электрического управляющего сигнала определенной полярности и величины струйная трубка поворачивается от нейтрального положения, например, влево. В результате этого зноура скоростей сместится влево и давление p_1 в камере за соплом *А* увеличится, а давление p_2 в камере за соплом *Б* уменьшится. Таким образом, на выходе первого каскада гидроусилителя создается перепад давлений $\Delta p = p_1 - p_2$, пропорциональный углу отклонения струйной трубки. Если при этом гидроусилитель подключить, например, к гидроцилинду, то его поршень переместится под действием перепада давлений вправо.

В рассматриваемом ЭГУ перемещается распределительный блок 4 и, следовательно, связанный с ним золотник дросселирующего распределителя *P*. Распределительный блок перемещается в сторону уменьшения рассогласования (догон струйной трубки) до положения, при котором струя жидкости вновь окажется в среднем положении между приемными соплами, т. е. перепад давлений на торцах распределительного блока станет равным нулю. Золотник дросселирующего распределителя сместится на соответствующую величину, остановится и начнет направлять рабочую жидкость в соответствующую полость гидродвигателя.

Жесткая единичная обратная связь в гидроусилителе обеспечивается тем, что поршень перемещается в сторону поворота струйной трубки до тех пор, пока не восстановится нарушенная симметрия положения трубы относительно приемных сопл.

К достоинствам однокаскадных струйных ЭГУ относятся высокая чувствительность, отсутствие труящихся поверхностей в элементах распределения рабочей жидкости, возможность работы на загрязненных рабочих жидкостях. Недостатком является сравнительно низкий КПД и большие масса и габариты [11].

§ 8.2. ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РУЛЕВЫЕ МАШИНЫ

Под *рулевой машиной* (РМ) понимают совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение рулей и других органов управления машин и аппаратов в соответствии с командной информацией (ГОСТ 18693—73). Если в состав РМ входит объемный гидродвигатель, то ее называют гидравлической. По виду сигнала командной информации гидравлические машины подразделяют на РМ с механическим управлением (бустеры) и электрогидравлические РМ. Электрогидравлической РМ называют рулевую машину, основными конструктивными элементами которой являются объемный гидродвигатель и электрогидравли-

ческий усилитель мощности. Структурная схема электрогидравлической РМ показана на рис. 8.7.

Рулевая машина состоит из ЭГУ, включающего ЭМП и гидроусилитель (ГУ), а также объемного гидродвигателя (ГД). РМ могут иметь устройства обратной связи (УОС). В состав РМ могут также входить комплектующие устройства, смонтированные по определенной схеме и обеспечивающие ее работоспособность.

Электрогидравлические РМ подразделяют: по виду движения выходного звена — поступательного и вращательного движения; по виду управляющего электрического сигнала — с непрерывным и дискретным управлением; по числу каскадов ЭГУ — одно-, двух- и многокаскадные; по наличию устройств обратной связи — с обратной связью и без обратной связи.

РМ с непрерывным управлением. На рис. 8.8 показана двухкаскадная электрогидравлическая РМ поступательного движения с непрерывным управлением. РМ состоит из поршневого цилиндра 7 двустороннего действия с двусторонним штоком и двухкаскадного ЭГУ сопло-заслонка. РМ имеет устройство обратной связи (УОС), состоящее из линейного потенциометра 9 и ползуна 8, который жестко закреплен на левом штоке цилиндра [11].

Принцип работы РМ заключается в следующем. Рабочая жидкость под давлением поступает в корпус РМ из напорной линии через фильтр 10 к золотнику 5 и через постоянные дроссели 4 и 11 к соплам 3 и 12 и далее на слияние. При подаче управляющего сигнала на обмотки электромеханического преобразователя 1 якорь вместе с заслонкой поворачивается на угол, пропорциональный силе тока управления. При смещении заслонки 2 изменяется сопротивление сопл 3 и 12 и перепад давлений Δp на торцах золотника 5, под действием которого золотник смещается до тех пор, пока гидравлическое усилие не уравновесится усилием синхронизирующих пружин 6. Рабочая жидкость под давлением поступает через рабочее проходное сечение распределителя к гидроцилиндру 7 и перемещает его поршень вместе со штоком. Вытесняемая из цилиндра

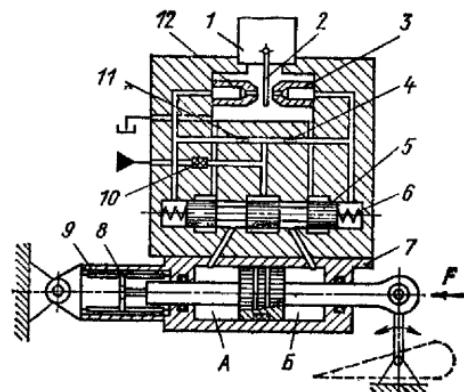
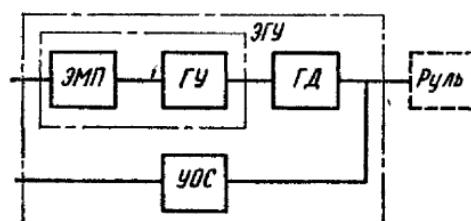


Рис. 8.7. Структурная схема электрогидравлической РМ

Рис. 8.8. Двухкаскадная электрогидравлическая РМ поступательного движения с непрерывным управлением

Рис. 8.9. Скоростная характеристика РМ

дра рабочая жидкость через другое рабочее проходное сечение распределителя поступает на слив. При этом электрический сигнал обратной связи $U_{o.c}$, пропорциональный смещению поршня от нулевого положения, подается в усилитель следящей системы и уменьшает сигнал, поступающий на обмотки электромеханического преобразователя.

Основными параметрами РМ являются номинальное давление на входе, давление на выходе, расход рабочей жидкости, максимальное усилие на штоке, максимальная скорость движения штока, максимальный ход поршня (штока), максимальная сила тока и напряжение управления.

Основные характеристики РМ — скоростная и механическая. Под скоростной характеристикой РМ понимают функциональную зависимость скорости движения штока от силы тока управления (рис. 8.9). Контролируемыми показателями РМ, связанными со скоростной характеристикой, являются:

зона нечувствительности — наименьшая алгебраическая разность токов, необходимых для осуществления трогания штока при возможно меньшей скорости в разные стороны. Ток трогания — минимальный электрический ток управления, при котором начинается движение выходного звена рулевой машины;

нелинейность скоростной характеристики — отношение максимального отклонения скоростной характеристики от линейной зависимости $v = f(I)$ к скорости движения штока, соответствующей максимальному току управления, вычисляемому по формуле

$$\Delta_{\text{нел}} = \frac{S_v}{v_{\max}}; \quad (8.2)$$

причем линейной зависимостью скорости считают прямую, которая соединяет точку скоростной характеристики, соответствующую току трогания, с точкой, соответствующей максимальному току управления;

несимметричность петли гистерезиса — алгебраическое значение полусуммы токов трогания $I_{\text{тр}}$ для противоположных направлений движения штока. Под гистерезисом понимают максимальную ширину петли характеристики без учета зоны нечувствительности, получаемую при замкнутом цикле изменения входного номинального тока от положительного номинального значения до отрицательного;

несимметричность скоростной характеристики — отношение абсолютной величины разности скоростей движения штока в одну

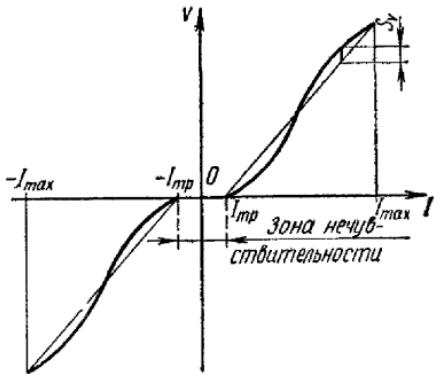
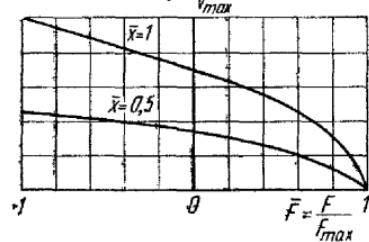


Рис. 8.10 Механическая характеристика РМ



где $v_{\text{пр}}$ и $v_{\text{обр}}$ — абсолютные значения скоростей при положительных и отрицательных значениях электрического тока управления.

Важным параметром РМ являются внутренние перетечки рабочей жидкости, обусловленные как непроизводительным расходом жидкости через сопла, так и утечками через золотник распределителя. Точность установки штока в нулевое положение контролируется точностью совпадения механического «нуля» штока с электрическим «нулем» устройства обратной связи.

Под механической характеристикой РМ понимают семейство функциональных зависимостей скорости движения штока от нагрузки (усилий) F при различных постоянных рассогласованиях $x = x/x_{\text{max}}$, где x — открытие золотника (рис. 8.10).

РМ с дискретным управлением. На рис. 8.11, а показана однокаскадная электрогидравлическая РМ вращательного движения с дискретным (цифровым) управлением. РМ состоит из гидромотора 2 (может быть и поворотный гидродвигатель) и однокаскадного золотникового ЭГУ мощности. В качестве ЭМП применен шаговый электрический двигатель 6. Гидроусилитель представляет собой распределитель с плоским поворотным золотником 4, который при помощи зубчатой передачи 5 вращается от шагового двигателя 6. Втулка 3 распределителя жестко соединена с валом гидромотора. Рабочие проходные сечения в распределителе образованы острыми кромками отверстий во втулке и золотнике. Корпус 1 имеет каналы подвода и отвода рабочей жидкости.

Принцип работы РМ заключается в следующем. При подаче дискретного управляющего сигнала на шаговый двигатель ЭМП

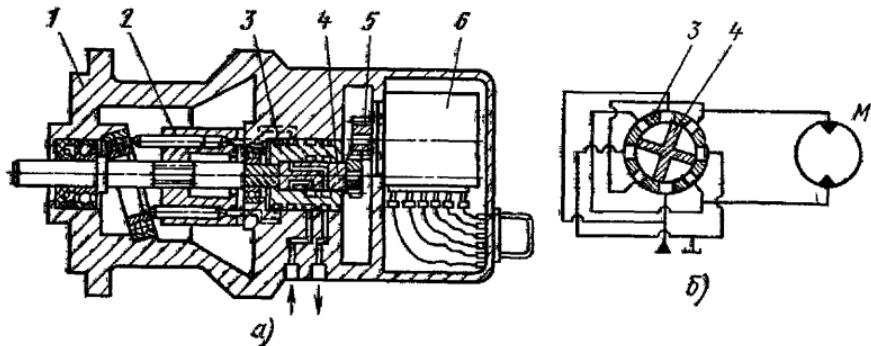


Рис. 8.11. Электрогидравлическая РМ с дискретным управлением

преобразует цифровую информацию в соответствующий поворот золотника 4. Рабочая жидкость под давлением поступает в рабочую камеру гидромотора. В результате этого вал гидромотора поворачивается на определенный угол. Одновременно с валом (рис. 8.11, б) в ту же сторону поворачивается втулка 3. При этом рабочие проходные сечения в распределителе перекрываются, доступ рабочей жидкости в гидромотор и вращение его вала прекращаются. Таким образом, вал гидромотора отслеживает поворот золотника, а угол поворота вала зависит от числа поданных импульсов и цены их младшего разряда.

§ 8.3. МЕХАНИЗМЫ УПРАВЛЕНИЯ РЕГУЛИРУЕМЫХ НАСОСОВ

Под *механизмом управления* (МУ) понимают совокупность устройств, предназначенных для изменения рабочих объемов регулируемых насосов путем отклонения их регулирующих элементов (поворотной лопатки, наклонного диска, статорного кольца и т. п.) от нулевого положения в соответствии с командной информацией. МУ в зависимости от вида управления подразделяют на механизмы ручного управления и электрогидравлические. В механизмах ручного управления перемещение регулирующих элементов гидромашин происходит вручную при помощи кинематических связей (рычажных, зубчатых и т. п.). На рис. 8.12 показана одна из структурных схем электрогидравлического МУ, который состоит из электромеханического преобразователя ЭМП, гидроусилителя ГУ и гидродвигателя ГД, непосредственно соединенного с регулирующим элементом РЭ гидромашины. В состав МУ могут также входить комплектующие устройства, смонтированные по определенной схеме и обеспечивающие его работу: устройство обратной связи ОС, гидравлические фильтры, нуль-установители, датчики и др. В качестве электромеханических преобразователей в МУ применяют электродвигатели небольшой мощности постоянного и переменного тока или поляризованные электромагниты. В МУ могут быть использованы одно- и двухкаскадные гидроусилители, питание которых осуществляется обычно от вспомогательных насосов [2].

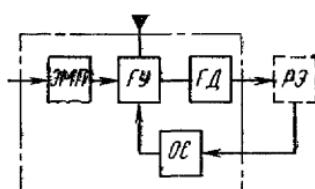


Рис. 8.12. Структурная схема электрогидравлического МУ

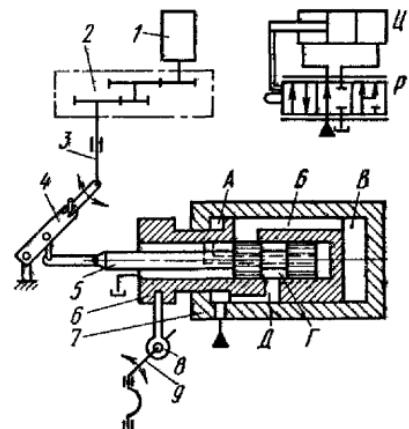
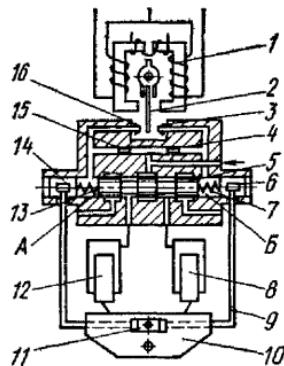


Рис. 8.13. Электрогидравлический МУ с управляемым электродвигателем

Рис. 8.14. Двухкаскадный электрогидравлический МУ с упругой обратной связью



На рис. 8.13 показан электрогидравлический МУ с управляющим электродвигателем, который выполняет функцию ЭМП. Механизм управления состоит из управляющего электродвигателя 1, редуктора 2, управляющего валика 3, рычажной системы 4, золотника 5, поршня-втулки 6, гидроцилиндра 7, водила 8 и рычага 9, соединенного непосредственно с элементом регулирования аксиально-поршневого регулируемого насоса. Гидроцилиндр и распределитель МУ конструктивно выполнены в виде одного агрегата. Выступающая часть штока поршня-втулки 6 имеет вырез, в который вставлена лопатка, соединенная с водилом 8. Распределитель МУ дросселирующий четырехлинейный трехпозиционный ($\frac{4}{3}$). Его золотник 5 вставлен в цилиндрическую расточку штока поршня-втулки 6 и при помощи вилки соединен с рычагом управляющего валика. Распределитель имеет напорную полость А, соединенную каналами Δ , Г и Б со штоковой полостью В цилиндра. Полость В может быть соединена либо со сливной линией, либо с напорной полостью при помощи канала Б в зависимости от положения золотника 5. Принцип работы МУ заключается в следующем. При отсутствии управляющего сигнала на электродвигателе 1 золотник 5 находится в нулевом положении, полость А цилиндра соединена с напорной линией, полость В не соединена со сливом, шток цилиндра неподвижен. При подаче сигнала управления на электродвигатель 1 вращение его вала преобразуется через механический редуктор 2, валик 3 и рычажную систему 4 в поступательное перемещение золотника 5. Если золотник перемещается вправо, то полость В цилиндра соединяется со сливом, а так как полость А соединена с напорной линией, то поршень-втулка 6 под действием давления также переместится вправо. Шток через водило 8 и рычаг 9 повернет элемент регулирования (диск) насоса по часовой стрелке на определенный угол от нейтрального положения. Если золотник переместится влево, то полости А и В цилиндра соединятся с напорной линией. В связи с разностью рабочих площадей поршень переместится влево, а элемент регулирования насоса (диск) повернется против часовой стрелки. Поршень-втулка будет перемещаться до тех пор, пока не догонит золотник, т. е. рассогласование между ними будет равно нулю.

На рис. 8.14 показан электрогидравлический МУ с упругой обратной связью. В состав МУ входят двухкаскадный гидроусилитель типа сопло-заслонка и плунжерные цилиндры 8 и 12, предназначенные для поворота элемента регулирования (люльки). Заслонка 2, сопла 3 и 16, дроссели 4 и 15 и золотник 5 образуют

первый каскад усиления. Пружины 7 и 13 установлены между золотником 5 распределителя второго каскада гидроусилителя и толкателями 6 и 14, соединенными жесткой рамой 9. Рама соединена с качающимся коромыслом, укрепленным на оси вращения люльки 10 насоса. Рама 9 и толкатели 6 и 14 с пружинами 7 и 13 предназначены для обеспечения упругой отрицательной обратной связи люльки насоса с золотником 5 гидроусилителя.

Принцип работы МУ заключается в следующем. При подаче электрического сигнала управления определенной полярности валик ЭМП 1 вместе с заслонкой 2 отклоняется от среднего положения на некоторый угол, например, в сторону левого сопла 3. При этом давление p_1 жидкости в левой междроссельной полости увеличивается, а давление p_2 в правой полости уменьшается. В результате в полостях A и B создается перепад давлений Δp на торцах золотника 5 распределителя, под действием которого золотник переместится вправо. Напорная линия гидроусилителя сообщается с полостью цилиндра 12, а полость цилиндра 8 — со сливной линией. Под действием усилия, создаваемого цилиндрами, люлька 10 насоса поворачивается вокруг оси против часовой стрелки. Одновременно с поворотом люльки насоса жесткая рама 9, кулиса 11 и толкатели 6 и 14 обратной связи перемещаются влево. При этом увеличивается сила сжатия пружины 7 и уменьшается сила сжатия пружины 13. Действующее на золотник 5 усилие от перепада давлений Δp рабочей жидкости в полостях A и B будет скомпенсировано, и золотник распределителя возвратится в исходное положение, перекрыв линии подвода и отвода рабочей жидкости к цилиндрам 8 и 12. В результате люлька 10 остановится. Для поворота люльки насоса в противоположную сторону от среднего положения необходимо подать на ЭМП электрический сигнал управления другой полярности. Таким образом, путем изменения значения и полярности электрического сигнала управления, подаваемого на ЭМП, обеспечивается поворот люльки 10 насоса в обе стороны на угол, пропорциональный этому сигналу.

На рис. 8.15 показана схема двухкаскадного МУ с жесткой (рычажной) обратной связью. Первый каскад МУ состоит из электро-гидравлического усилителя сопло-заслонка и поршневых гидроцилиндров 10 и 11, предназначенных для поворота валика управления 9. Второй каскад МУ состоит из золотникового ГУ и поршневых гидроцилиндров 4 и 5, предназначенных для поворота люльки 6 насоса. ГУ представляет собой дросселирующий золотниковый распределитель с управлением от валика 9 при

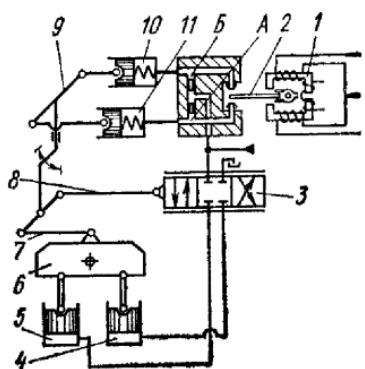


Рис. 8.15. Двухступенчатый МУ с жесткой обратной связью

помощи тяги 8. Люлька насоса соединена с рычажной системой при помощи рычага 7 обратной связи. Принцип работы МУ заключается в следующем. При подаче электрического сигнала управления на ЭМП 1 заслонка 2 поворачивается, в результате в междроссельных полостях A и B возникает перепад давлений Δp , что вызывает перемещение цилиндров 10 и 11 и поворот валика управления 9 до тех пор, пока разность усилий деформируемых пружин цилиндров не уравновесит перепад давлений. В результате поворота валика управления 9, например, против часовой стрелки золотник распределителя 3 под действием тяги 8 перемещается вправо, и люлька 6 насоса под действием цилиндра 5 поворачивается по часовой стрелке. Полость цилиндра 4 в это время соединена со сливной линией. Одновременно с поворотом люльки 6 рычаг 7 обратной связи перемещается вправо и при помощи рычажной передачи возвращает золотник распределителя 3 в нейтральное положение. При этом поворот люльки насоса прекращается. Люлька насоса поворачивается в другом направлении при повороте валика управления 9 по часовой стрелке.

Конструктивно электрогидравлические МУ выполняют в виде отдельных блоков, устанавливаемых на корпуса регулируемых насосов, или встраивают непосредственно в корпус насоса.

Применение в механизмах управления и электрогидравлических усилителях мощности золотников с отрицательными перекрытиями позволяет получить почти линейные характеристики, большую чувствительность, но это снижает КПД МУ и ЭГУ и всей системы. Положительные перекрытия на золотнике позволяют повысить КПД, но увеличивают зону нечувствительности системы.

К механизмам управления помимо заданных требований по надежности и точности управления предъявляют следующие весьма важные требования: линейность статической характеристики (зависимость угла поворота или скорости перемещения регулирующего элемента насоса от сигнала управления); минимальность ширины петли гистерезиса статической характеристики и зоны нечувствительности; минимальность изменения крутизны статической характеристики и дрейфа нуля во всем диапазоне рабочих температур; монотонность переходного процесса и возможно меньшая постоянная времени; стабильность статических и динамических характеристик в течение всего периода эксплуатации; наименьшие габариты и масса.

§ 8.4. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯХ

В ЭМП, входящих в состав электрогидравлических усилителей мощности, могут быть применены двухфазные асинхронные электродвигатели переменного тока, электродвигатели постоянного тока с независимым возбуждением, позиционные электромагниты и шаговые электродвигатели.

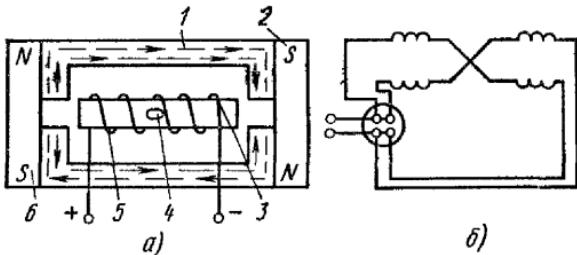


Рис. 8.16. Схемы поляризованного ЭМП постоянного тока:
а — конструктивная; б — электрическая

К ЭМП предъявляют весьма жесткие технические требования. Они должны иметь высокие показатели безотказности и долговечности, минимальную мощность управления, небольшие габаритные размеры и массу, высокую частоту собственных колебаний (не менее 400 Гц); гистерезис и зоны нечувствительности должны быть минимальны.

На рис. 8.16 показан поляризованный ЭМП с поворотным якорем. Преобразователь состоит из корпуса (на рисунке не показан), магнитопровода 1, постоянных магнитов 2 и 6, якоря 4 с валиком. Обмотки управления 3 и 5 соединены последовательно-параллельно (рис. 8.16, б). Корпус преобразователя, как правило, заполнен рабочей жидкостью (маслостойкое исполнение). Принцип работы ЭМП основан на взаимодействии нескольких магнитных полюсов, в результате которого происходит поворот якоря и выходного валика. При отсутствии сигнала управления якорь находится в нейтральном положении, так как зазоры между якорем и магнитопроводом равны и силы, притягивающие якорь к обоим концам магнитопровода, тоже равны. При подаче напряжения на обмотки управления ЭМП такой полярности, как показано на рис. 8.16, а, магнитные потоки проходят по якорю и замыкаются на концах магнитопровода. В контуре, в котором магнитный поток совпадает с постоянным магнитным потоком, происходит их сложение, а в другом — вычитание. Якорь отклонится в сторону большего магнитного потока (поворнется по часовой стрелке), так как на него будет действовать большая сила сверху. При изменении полярности подаваемого сигнала якорь повернется в противоположном направлении [11].

ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОПРИВОДЫ

§ 9.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ И ГИДРОПЕРЕДАЧ

Объемные гидроприводы в соответствии с ГОСТ 17752—72 подразделяют по следующим признакам: по виду движения выходного звена гидродвигателя — вращательного, поступательного и поворотного движения; по источнику энергии потока рабочей жидкости — насосные, аккумуляторные и магистральные; по виду циркуляции рабочей жидкости — с разомкнутой и замкнутой циркуляцией; по возможности регулирования — регулируемые и нерегулируемые.

Регулируемые гидроприводы дополнительно подразделяют: по конструкции регулирующего устройства — с дроссельным, объемным (машинным) и объемно-дроссельным регулированием; по способу автоматизации регулирования — с автоматическим и ручным регулированием; по задачам регулирования — стабилизированные, программные и следящие.

В *гидроприводах вращательного движения* (рис. 9.1, а) объемным гидродвигателем является гидромотор M , в *гидроприводах поступательного движения* (рис. 9.1, б) — гидроцилиндр $Ц$, в *гидроприводе поворотного движения* (рис. 9.1, в) — поворотный гидродвигатель $ПД$.

Наибольшее применение получили *насосные гидроприводы* (см. рис. 9.1, а), в которых рабочая жидкость от насоса H поступает в гидродвигатель, в данном случае в гидромотор M . В насосных гидроприводах могут быть использованы объемные и динамические насосы. В *аккумуляторных гидроприводах* (см. рис. 9.1, б) рабочая жидкость от пневмогидроаккумулятора AK поступает в гидродвигатель, в данном случае в гидроцилиндр $Ц$. Пневмогидроаккумулятор AK предварительно заряжен от внешнего источника, не входящего в состав гидропривода. В *магистральных гидроприводах* (см. рис. 9.1, в) рабочая жидкость поступает в гидродвигатель, в данном случае в поворотный гидродвигатель $ПД$, по напорной гидромагистрали 1, а отводится по сливной гидромагистрали 2. Под гидромагистралью понимают трубопровод, по которому рабочая жидкость подается от отдельной насосной станции, обслуживающей несколько гидроприводов. Гидромагистрали в состав магистральных гидроприводов не входят.

В гидроприводах с разомкнутой циркуляцией (см. рис. 9.1, а) рабочая жидкость от гидродвигателя, в данном случае от гидромотора M , поступает в гидробак B . Преимущества таких гидроприводов — хорошие условия для естественного охлаждения рабочей жидкости в гидробаке и возможность работы нескольких гидродвигателей от одного насоса. К недостаткам гидроприводов с разомкнутой циркуляцией относятся большие габариты и масса привода из-за наличия гидробака больших размеров, возможность возникновения кавитации рабочей жидкости на входе самовсасывающего насоса, а также недостаточная защита рабочей жидкости от попадания в нее загрязняющих частиц из внешней среды.

В гидроприводах с замкнутой циркуляцией (см. рис. 9.10) рабочая жидкость от гидродвигателя поступает непосредственно на вход насоса H . Преимущества таких гидроприводов — возможность применения реверсивных насосов, наличие простых систем подпора рабочей жидкости, хорошие условия защиты рабочей жидкости от попадания в нее загрязняющих частиц из внешней среды. Основные недостатки — быстрый нагрев рабочей жидкости в замкнутой системе и необходимость применения индивидуального насоса для каждого гидродвигателя.

Регулируемым гидроприводом называют гидропривод, в котором скорость движения выходного звена гидродвигателя может изменяться по требуемому закону. В гидроприводах с дроссельным регулированием скорости движения выходных звеньев гидродвигателей изменяются с помощью регулирующих гидроаппаратов, а в гидроприводах с объемным регулированием — с помощью регулируемых гидромашин.

В гидроприводе с автоматическим регулированием скорость движения выходного звена гидродвигателя регулируется специальным прибором управления, а в гидроприводе с ручным регулированием — вручную.

В стабилизированном гидроприводе скорость движения выходного звена гидродвигателя поддерживается постоянной, в программном гидроприводе — изменяется по заданной программе, а в следящем гидроприводе — изменяется по определенному

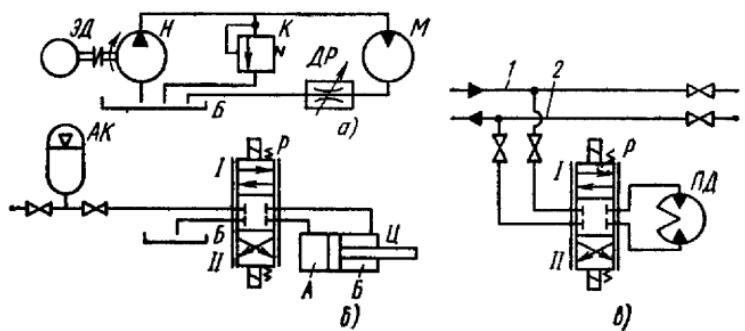


Рис. 9.1. Принципиальные схемы объемных гидроприводов:
а — насосного; б — аккумуляторного; в — магистрального

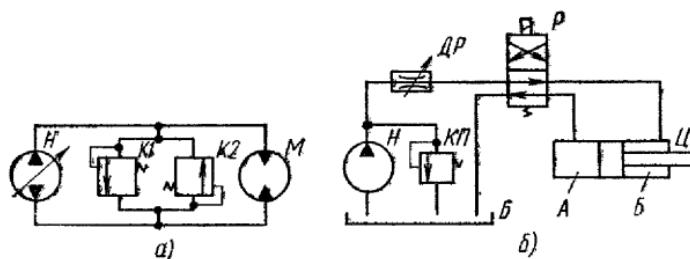


Рис. 9.2 Принципиальные схемы объемных гидропередач:
а — с замкнутой циркуляцией, б — с разомкнутой циркуляцией

закону в зависимости от заданного воздействия, величина которого заранее неизвестна.

Под *объемной гидропередачей* понимают часть насосного гидропривода без приводящего двигателя. Классификация объемных гидропередач аналогична классификации гидроприводов. На рис. 9.2, а показана принципиальная схема объемной гидропередачи вращательного движения с замкнутой циркуляцией и объемным регулированием, а на рис. 9.2, б — схема объемной гидропередачи поступательного движения с разомкнутой циркуляцией и дроссельным регулированием. Объемные гидропередачи дополнительно подразделяют на гидропередачи раздельного и нераздельного исполнения. Наибольшее распространение получили гидропередачи раздельного исполнения, которые монтируются из отдельных самостоятельных гидравлических устройств (насосов, гидромоторов и т. д.). Гидропередачи нераздельного исполнения состоят из гидравлических устройств, конструктивно оформленных в одно целое, например, насос, гидромотор и гидроаппаратура размещены в одном корпусе [2].

§ 9.2. ГИДРОПРИВОДЫ С ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

Гидропривод, в котором регулирование скорости движения выходного звена гидродвигателя производится регулирующим гидроаппаратом, называют гидроприводом с дроссельным регулированием. В гидроприводах с дроссельным регулированием применяют регулируемые дроссели, регуляторы потока, дросселирующие распределители и гидроусилители мощности.

В гидроприводах с дроссельным регулированием применяют преимущественно нерегулируемые насосы. По схеме работы нерегулируемых насосов гидроприводы с дроссельным регулированием можно подразделить на две группы: гидроприводы с постоянным и переменным давлением. Для гидроприводов с постоянным давлением характерно наличие переливного клапана, который поддерживает в напорной линии постоянное давление путем непрерывного слива рабочей жидкости. В гидроприводе с перемен-

ным давлением в напорной линии давление изменяется в зависимости от нагрузки гидродвигателя. Выбор схемы гидропривода с дроссельным регулированием зависит от многих факторов. Основные из них: вид нагрузки гидродвигателя, точность и быстродействие отработки команды, КПД гидропривода, надежность гидравлических устройств и всего привода, а также факторы экономической эффективности.

Гидроприводы с дроссельным регулированием являются гидроприводами с разомкнутой циркуляцией. Они могут быть поступательного, поворотного и вращательного движения. Наибольшее распространение получили гидроприводы поступательного движения. Несколько гидроприводов с дроссельным регулированием могут работать независимо друг от друга от одного насоса.

Гидроприводы с постоянным давлением. В таких гидроприводах регулируемые дроссели устанавливают либо в напорной линии перед направляющим распределителем (дроссель на входе), либо в сливной линии после направляющего распределителя (дроссель на выходе). На рис. 9.3, а показана принципиальная схема гидропривода с дросселем, установленным на входе гидродвигателя (гидроцилиндра). Гидропривод состоит из нерегулируемого насоса H с приводящим электродвигателем $ЭД$, бака B , переливного клапана K , регулируемого дросселя $ДР$, направляющего распределителя P и поршневого гидроцилиндра $Ц$. Принцип работы гидропривода заключается в следующем. При включении приводящего электродвигателя насос всасывает рабочую жидкость из бака и нагнетает ее под давлением в напорную линию. Далее рабочая жидкость поступает через дроссель и распределитель в одну из полостей цилиндра, например в полость A [7].

Под действием давления жидкости поршень перемещается вправо, а из полости B цилиндра рабочая жидкость вытесняется и через распределитель по сливной линии поступает в бак. Направление движения поршня цилиндра изменяют с помощью распределителя P , а скорость — с помощью дросселя $ДР$.

Расход $Q_{\text{д}}$ жидкости, подводимой к цилиндру, равен расходу жидкости через дроссель

$$Q_{\text{д}} = Q_{\text{др}} = \mu S_{\text{др}} \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}}. \quad (9.1)$$

Излишек жидкости, равный $Q_n - Q_{\text{др}}$, сливается

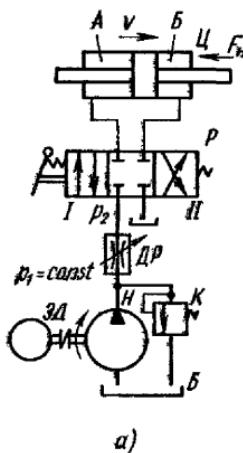
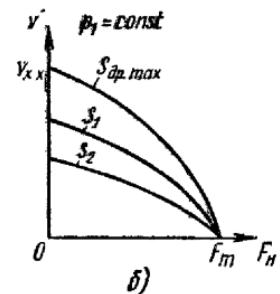


Рис. 9.3. Принципиальная схема гидропривода с дроссельным регулированием, постоянным давлением и дросселем на входе (а) и характеристика гидропривода (б)



в бак через переливной клапан, который поддерживает давление p_1 постоянным. Давление p_2 после дросселя, зависящее от нагрузки, определяют из условия равновесия цилиндра (без учета сил трения и инерции)

$$p_2 S_n = F_n + p_0 S_n, \quad (9.2)$$

где p_2 — давление жидкости в напорной линии перед цилиндром, Па; S_n — рабочая площадь поршня цилиндра, м^2 ; F_n — нагрузка на штоке цилиндра, Н; p_0 — давление жидкости в сливной линии, Па.

Без учета давления в сливной линии перепад давлений на дросселе

$$\Delta p = p_1 - p_2 = p_1 - \frac{F_n}{S_n}. \quad (9.3)$$

Учитывая, что $Q_d = v S_n$, найдем среднюю скорость штока цилиндра

$$v = \frac{Q_{dp}}{S_n} = \frac{\mu S_{dp}}{S_n} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_1 - \frac{F_n}{S_n} \right)}. \quad (9.4)$$

На рис. 9.3, б показаны механические характеристики гидроприводов с дросселем на входе с постоянным давлением — зависимости скорости движения штока цилиндра от нагрузки. Основная характеристика $S_{dp, max}$ построена для гидропривода с полностью открытым дросселем. Максимальную скорость $v_{x,x}$ определяют при $F_n = 0$. Характеристики S_1 и S_2 построены для разных рабочих проходных сечений дросселя ($S_{dp, max} > S_1 > S_2$). Общую точку F_t для семейства характеристик определяют при максимальной нагрузке F_{max} , что соответствует $p_2 = p_1$ (скорость движения штока при этом равна нулю).

Гидроприводы с дросселем, установленным на входе гидродвигателя, не пригодны для работы в режимах с отрицательными нагрузками. Принято считать нагрузку отрицательной, если ее направление совпадает с направлением движения штока цилиндра. Под действием отрицательной нагрузки скорость штока может увеличиться настолько, что произойдет разрыв сплошности потока в рабочей полости цилиндра, и движение поршня станет неуправляемым, так как в сливной линии отсутствуют тормозные или демпфирующие устройства. К недостаткам рассматриваемого гидропривода можно также отнести низкий КПД привода ($\eta \ll 0,36$) и нагрев цилиндра жидкостью, поступающей в него после дросселирования через дроссель.

На рис. 9.4 показана принципиальная схема гидропривода с дросселем, установленным на выходе гидроцилиндра, т. е. на сливной линии. Давление p_1 в напорной линии поддерживают постоянным с помощью переливного клапана K . Скорость движения цилиндра определяют по формуле

$$v = \frac{\mu S_{dp}}{S_n} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_1 \pm \frac{|F|}{S_n} \right)}. \quad (9.5)$$

Преимущества рассматриваемого гидропривода — возможность регулирования скорости движения выходных звеньев гидродвигателей при знакопеременной нагрузке, быстрая затормаживаемость двигателя; отвод теплового потока, выделяющегося при дросселировании рабочей жидкости, в бак, минуя гидродвигатель. Недостатки этой схемы гидропривода — зависимость скорости движения выходного звена гидродвигателя от нагрузки, а также меньшая экономичность по сравнению со схемой гидродвигателя с дросселем на входе (часть мощности гидродвигателя затрачивается на преодоление противодавления).

На рис. 9.5 показана принципиальная схема гидропривода с дросселирующим распределителем P , который выполняет при работе гидропривода две функции: изменяет направление потока рабочей жидкости и регулирует скорость движения штока цилиндра. В таких гидроприводах обычно применяют симметричные золотниковые распределители. Принцип работы гидропривода заключается в следующем. При перемещении золотника распределителя под внешним воздействием, например вправо (позиция I), в распределителе создаются два рабочих проходных сечения (две дросселирующие щели). Через первую дросселирующую щель (дроссель на входе) рабочая жидкость под давлением поступает в полость A гидроцилиндра. Под действием давления поршень перемещается вправо, при этом рабочая жидкость вытесняется из полости B цилиндра и проходит через вторую дросселирующую щель (дроссель на выходе из цилиндра в бак). При изменении внешнего воздействия на золотник меняются площади рабочих проходных сечений, а следовательно, и расход рабочей жидкости через них. Рассматриваемый гидропривод получил широкое применение в следящих гидроприводах с автоматическим управлением. Для этой схемы характерны быстродействие и точность отработки управляющих сигналов. К недостаткам их можно отнести зависимость скорости движения выходных звеньев гидродвигателя от нагрузки, а также нагрев жидкости в результате двойного дросселирования потока жидкости [11].

Гидроприводы с дроссельным регулированием с переменным давлением. На рис. 9.6, a показана принципиальная схема гидро-

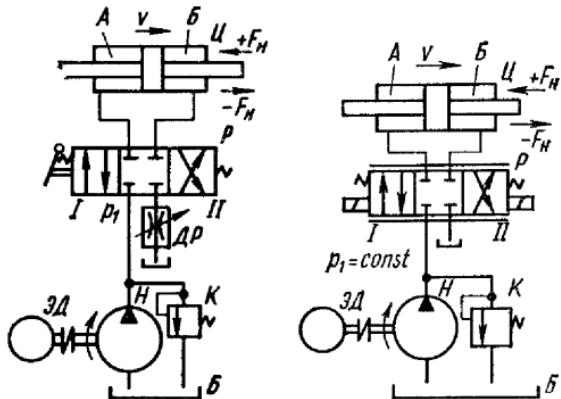


Рис. 9.4 Принципиальная схема гидропривода с дроссельным регулированием, постоянным давлением и дросселем на входе

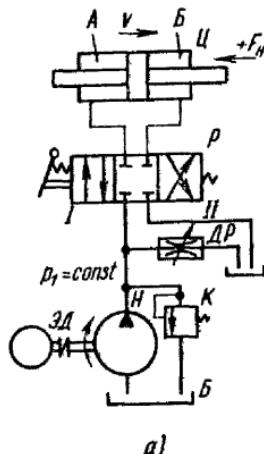
Рис. 9.5. Принципиальная схема гидропривода с дроссельным регулированием, постоянным давлением и дросселирующим распределителем

(часть мощности гидродвигателя затрачивается на преодоление противодавления).

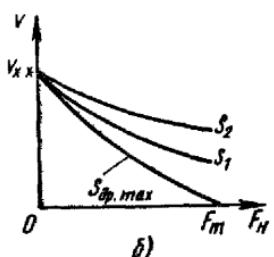
На рис. 9.5 показана принципиальная схема гидропривода с дросселирующим распределителем P , который выполняет при работе гидропривода две функции: изменяет направление потока рабочей жидкости и регулирует скорость движения штока цилиндра. В таких гидроприводах обычно применяют симметричные золотниковые распределители. Принцип работы гидропривода заключается в следующем. При перемещении золотника распределителя под внешним воздействием, например вправо (позиция I), в распределителе создаются два рабочих проходных сечения (две дросселирующие щели). Через первую дросселирующую щель (дроссель на входе) рабочая жидкость под давлением поступает в полость A гидроцилиндра. Под действием давления поршень перемещается вправо, при этом рабочая жидкость вытесняется из полости B цилиндра и проходит через вторую дросселирующую щель (дроссель на выходе из цилиндра в бак). При изменении внешнего воздействия на золотник меняются площади рабочих проходных сечений, а следовательно, и расход рабочей жидкости через них. Рассматриваемый гидропривод получил широкое применение в следящих гидроприводах с автоматическим управлением. Для этой схемы характерны быстродействие и точность отработки управляющих сигналов. К недостаткам их можно отнести зависимость скорости движения выходных звеньев гидродвигателя от нагрузки, а также нагрев жидкости в результате двойного дросселирования потока жидкости [11].

Гидроприводы с дроссельным регулированием с переменным давлением. На рис. 9.6, a показана принципиальная схема гидро-

Рис. 9.6. Принципиальная схема гидропривода с дроссельным регулированием и параллельно включенным дросселем (а) и характеристика гидропривода (б)



а)



б)

Особенность гидропривода — отсутствие переливного клапана, результатом чего является зависимость давления p_1 в напорной линии от нагрузки гидродвигателя. Давление p_1 определяют по формуле (без учета сил трения)

$$p_1 = \frac{F_H}{S_n}, \quad (9.6)$$

где F_H — нагрузка на шток цилиндра, Н; S_n — рабочая площадь поршня цилиндра, м^2 .

Для предохранения гидропривода от давления, превышающего допустимое в напорной линии, установлен предохранительный клапан K . Направляющий распределитель P предназначен для изменения направления потока рабочей жидкости, поступающей в полости гидроцилиндра. При работе гидропривода поток рабочей жидкости, создаваемой насосом H , разделяется на два параллельных потока, один из которых поступает по напорной линии через направляющий распределитель P в одну из полостей гидроцилиндра, а другой — через дроссель DR по сливной линии в бак. Следовательно, расход рабочей жидкости, подводимой к гидроцилинду:

$$Q_u = Q_n - Q_{dp}, \quad (9.7)$$

где Q_n — подача насоса; Q_{dp} — расход жидкости через дроссель.

Средняя скорость движения штока цилиндра (без учета давления в сливной линии)

$$v = \frac{Q_n}{S_n} = \frac{Q_n}{S_n} - \frac{\mu S_{dp}}{S_n} \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{F_H}{S_n}}. \quad (9.8)$$

Следовательно, скорость движения штока цилиндра зависит от настройки дросселя (площади его рабочего проходного сечения) и внешней нагрузки при прочих равных условиях. При неизменной нагрузке скорость штока цилиндра максимальна при площади рабочего проходного сечения дросселя, равной нулю, т. е.

при полностью закрытом дросселе. По мере открытия дросселя часть жидкости отводится в бак и скорость движения штока соответственно уменьшается. При полном открытии дросселя весь поток жидкости от насоса пойдет через дроссель в бак, и шток цилиндра остановится. На рис. 9.6, б показана механическая характеристика рассматриваемого гидропривода, построенная для разных площадей рабочих проходных сечений дросселя ($S_{\text{др. max}} > S_1 > S_2$). Общую для семейства характеристики точку $v_{x, k}$ определяют при $p = 0$, т. е. при отсутствии нагрузки (режим холостого хода), а точку F_t находят на основной характеристике для полностью открытого дросселя. Скорость движения штока при одной и той же площади сечения открытия дросселя с увеличением внешней нагрузки на штоке цилиндра уменьшается. Эта зависимость является общим недостатком всех схем гидроприводов, в которых применяются регулируемые дроссели.

Для гидроприводов с переменным давлением характерны следующие преимущества: они имеют более высокий КПД по сравнению с гидроприводами с постоянным давлением, так как мощность рассматриваемого привода зависит от нагрузки; тепловой поток, образующий при дросселировании рабочей жидкости, отводится вместе с жидкостью в бак. Недостаток такой схемы гидропривода — невозможность регулирования скорости при отрицательных нагрузках, т. е. в тех случаях, когда направление действия нагрузки совпадает с направлением движения выходного звена гидродвигателя [7].

Гидроприводы с дроссельным регулированием с регуляторами потока. Для обеспечения постоянной скорости движения выходных звеньев гидродвигателей при переменных нагрузках в гидроприводах с дроссельным регулированием применяют регуляторы потока, состоящие из регулируемого дросселя и клапанов, которые обеспечивают постоянство перепада давлений на дросселе при изменении нагрузки. Регуляторы потока устанавливают в тех же местах, что и обычные регулируемые дроссели. На рис. 9.7 показана принципиальная схема гидропривода с регулятором потока, установленным на входе в гидроцилиндр. В регулятор потока входят регулируемый дроссель $DR1$, с помощью которого регулируют скорости движения штока и цилиндра, и два клапана. Клапан перепада давлений $K1$ подключен параллельно к напорной линии и предназначен для автоматического поддержания постоянного перепада давлений на дросселе $DR1$. Линия управле-

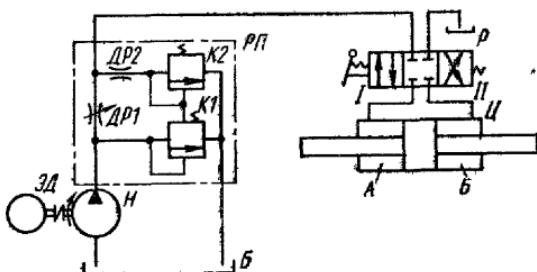


Рис. 9.7. Принципиальная схема гидропривода с дроссельным регулированием и регулятором потока

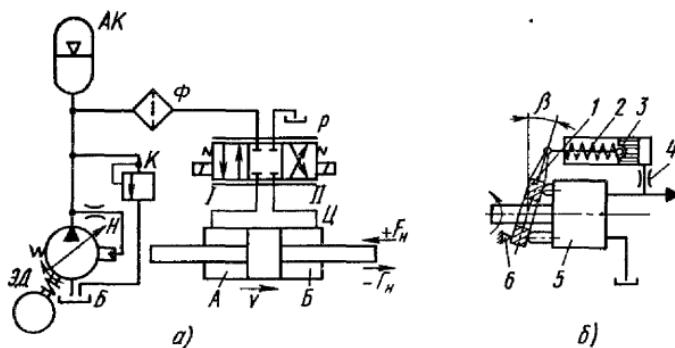


Рис. 9.8. Принципиальные схемы:

a — гидропривода с дроссельным регулированием с регулируемым насосом; *b* — регулятора насоса

ния клапана K_1 соединена через постоянный дроссель DP_2 с линией за дросселем DP_1 . Предохранительный клапан K_2 предохраняет гидропривод от давления, превышающего установленное. При повышении нагрузки F_n на штоке цилиндра одновременно повышается давление p_2 . При этом рабочее проходное сечение клапана K_1 автоматически уменьшается, в результате чего давление p_1 соответственно повышается. Таким образом, перепад давлений на дросселе восстанавливается. Аналогично при снижении давления p_2 понижается давление p_1 .

В гидроприводах с дроссельным регулированием применяют также регуляторы потока, в состав которых входят редукционные клапаны. Эти регуляторы устанавливают на место дросселей в схемы гидроприводов с дроссельным регулированием. К недостаткам гидроприводов с регуляторами потока относятся большие габариты и масса регуляторов потока, а также сложность обеспечения автоматического регулирования.

Гидроприводы с регулируемыми насосами. Одним из путей повышения КПД гидропривода с дроссельным регулированием является применение регулируемых насосов, имеющих автоматические регуляторы подачи. На рис. 9.8, *a* показана принципиальная схема гидропривода с регулируемым насосом H , имеющим регулятор подачи с обратной связью по давлению. Рассматриваемый гидропривод является приводом поступательного движения с разомкнутой циркуляцией. Скорость движения штока гидроцилиндра Z регулируют с помощью дросселирующего распределителя P с управлением от электромагнитов, аналогично гидроприводу, показанному на рис. 9.5. Однако в рассматриваемом гидроприводе при уменьшении расхода рабочей жидкости через распределитель P автоматически уменьшается подача насоса H , что позволяет исключить из схемы переливной клапан, а следовательно, и нагрев рабочей жидкости [11].

Пневмогидроаккумулятор AK , подключенный в напорную линию, предназначен для питания гидропривода в начале пере-

мещения золотника распределителя P из исходной позиции, когда подача насоса еще невелика. На рис. 9.8, б показана принципиальная схема регулятора аксиально-поршневого насоса.

Чувствительным элементом регулятора является пружина 2 гидроцилиндра 3 одностороннего действия. Поршень цилиндра соединен с наклонным диском 1 насоса 5, а поршневая полость цилиндра подключена через дроссель 4 к напорной линии. Насос имеет упор 6, который ограничивает угол наклона β диска. Принцип регулирования насоса с помощью автоматического регулятора заключается в следующем. Если давление в напорной линии меньше, чем давление настройки регулятора, диск насоса отклонен от нулевого положения на максимальный угол β и, следовательно, насос имеет максимальный рабочий объем (наибольшую подачу). При давлении в напорной линии больше давления настройки регулятора поршень цилиндра под действием силы давления перемещается влево, сжимает пружину и поворачивает орган регулирования рабочего объема (диск) насоса в сторону нулевого положения. При этом уменьшается рабочий объем насоса, а следовательно, и его подача. При максимальном давлении жидкости в напорной линии подача насоса может быть равна нулю. Крутизна изменения подачи насоса от давления жидкости, определяемая жесткостью пружины 2, влияет на динамические качества гидропривода. Чем круче характеристика, тем лучше динамические характеристики [5].

Преимуществами гидроприводов с дроссельным регулированием являются высокая чувствительность и большое быстродействие; малые усилия, требуемые для перемещения запорно-регулирующих элементов гидрораспределителей; простота конструкции гидравлических устройств и невысокая их стоимость. Однако гидроприводы с дроссельным регулированием имеют низкий КПД, обусловленный самим принципом дросселирования потока рабочей жидкости, поэтому гидроприводы с дроссельным регулированием обычно применяются при мощностях не более 3—5 кВт.

§ 9.3. ГИДРОПРИВОДЫ С ОБЪЕМНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

Гидроприводом с объемным регулированием называют регулируемый гидропривод, в котором регулирование скорости движения выходного звена гидродвигателя осуществляется регулируемым насосом или регулируемым гидромотором или обеими регулируемыми гидромашинами (насосом и гидромотором) [7, 11].

На рис. 9.9 показаны простейшие схемы гидроприводов вращательного движения с объемным регулированием. Теоретическую (расчетную) частоту вращения вала гидромотора в рассматриваемых приводах определяют из условий равенства подачи насоса и расхода жидкости гидромотора

или

$$Q_n = Q_m$$

$$V_{0n} n_n = V_{0m} n_m, \quad (9.9)$$

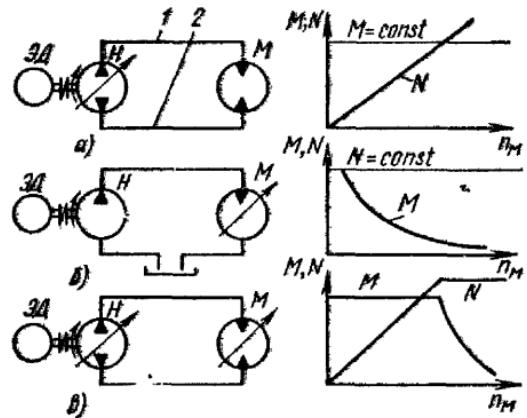


Рис. 9.9. Простейшие схемы гидроприводов вращательного движения с объемным регулированием и их характеристики

где Q_n и Q_m — подача насоса и расход жидкости гидромотора, $\text{м}^3/\text{с}$; V_{0n} и V_{0m} — рабочие объемы насоса и гидромотора, м^3 ; n_n и n_m — частоты вращения насоса и гидромотора, с^{-1} ;

$$n_m = \frac{Q_m}{V_{0m}} = n_n \frac{V_{0n}}{V_{0m}}. \quad (9.10)$$

Частота вращения вала насоса, постоянная для гидроприводов с объемным регулированием, изменяется лишь в гидроприводах с регулированием приводящим двигателем (двигателем внутреннего сгорания или дизелем). Следовательно, регулировать частоту вращения гидромотора в гидроприводах с объемным регулированием возможно тремя способами: изменения рабочий объем насоса или гидромотора, или одновременно изменения рабочие объемы насоса и гидромотора. Первый способ изменения рабочего объема насоса применяют в гидроприводах поступательного, поворотного и вращательного движения, второй и третий — только в гидроприводах вращательного движения.

Гидропривод с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором (рис. 9.9, а) является самым распространенным видом гидропривода с объемным регулированием. Принцип работы гидропривода заключается в следующем. При включении приводящего электродвигателя ЭД насос H нагнетает рабочую жидкость по напорной линии 1 в гидромотор M , вал которого под действием крутящего момента вращается в определенном направлении. Из гидромотора рабочая жидкость по сливной линии 2 снова поступает в насос. Давление в гидросистеме p_n зависит от нагрузки гидромотора

$$p_n = \Delta p_m + \Delta p_{tp} = \frac{2\pi M_m}{V_{0m}} + \Delta p_{tp}, \quad (9.11)$$

где M_m — крутящий момент гидромотора, Н м; V_{0m} — рабочий объем гидромотора, м^3 ; Δp_{tp} — потери давления в гидромагистралях, Па.

Частоту вращения гидромотора регулируют, изменения рабочий объем насоса, а направление вращения вала гидромотора изменяют благодаря реверсированию потока рабочей жидкости, создаваемого насосом. При этом вначале подачу насоса уменьшают до нуля, а затем увеличивают, но в противоположном направлении. В результате функции гидролиний меняются: линия 2 становится напорной, а линия 1 — сливной.

На рис. 9.9, б показаны характеристики такого гидропривода с учетом следующих условий: $n_h = \text{const}$; $V_{0m} = \text{const}$ и $\Delta p = \text{const}$. Основные параметры гидропривода определяют по следующим формулам:

$$n_m = n_h \frac{V_{0m}}{V_{0m}};$$

$$N_m = N_h = Q_h \Delta p \neq \text{const}; \quad (9.12)$$

$$M_m = \frac{1}{2\pi} V_{0m} \Delta p = \text{const}.$$

Следовательно, частота вращения гидромотора и его мощность изменяются в рассматриваемом гидроприводе прямо пропорционально рабочему объему насоса, а крутящий момент гидромотора (без учета потерь) является постоянным.

Гидропривод с регулируемым гидромотором и нерегулируемым насосом (рис. 9.9, б) применяют значительно реже по сравнению с гидроприводами, которые имеют регулируемые насосы. На рис. 9.9, б показаны характеристики такого гидропривода с учетом следующих условий: $n_h = \text{const}$; $V_{0m} = \text{const}$ и $\Delta p = \text{const}$. Основные параметры гидропривода определяют по формулам:

$$n_m = n_h \frac{V_{0m}}{V_{0m}};$$

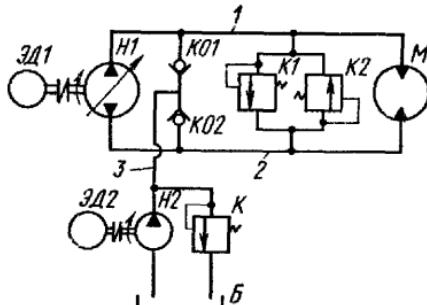
$$N_m = Q_h \Delta p = \text{const}; \quad (9.13)$$

$$M_m = \frac{1}{2\pi} V_{0m} \Delta p \neq \text{const}.$$

Частота вращения гидромотора изменяется в рассматриваемом гидроприводе обратно пропорционально рабочему объему гидромотора. Например, чтобы увеличить частоту вращения гидромотора, необходимо уменьшить его рабочий объем (при этом уменьшается его крутящий момент). Теоретическая мощность привода (без учета потерь) в данном гидроприводе является постоянной. К недостаткам гидропривода с регулируемыми гидромоторами следует отнести сложность управления гидромоторами в случае их значительного удаления от операторов и ограничение минимального рабочего объема гидромотора, при котором момент, развиваемый гидромотором, становится равным или меньше момента внутреннего трения (самоторможение).

Для гидропривода с регулируемым насосом и гидромотором (рис. 9.9, в) характерен больший диапазон регулирования частоты вращения и момента, развиваемого гидромотором. Обеспечение такой характеристики $M = f(n_m)$, как показано на рис. 9.9, в, дает возможность использовать этот гидропривод в транспортных средствах, где необходимо осуществлять трогание машины с моментом M_{max} при очень малой скорости $n_m \approx 0$. По мере разгона

Рис. 9.10. Принципиальная схема гидропривода с объемным регулированием и системой подпитки



пазон регулирования привода, но из-за сложности двойного регулирования такой гидропривод пока не нашел широкого применения.

На рис. 9.10 показана принципиальная схема *гидропривода с замкнутой циркуляцией и дополнительной гидросистемой подпитки*. Основные элементы гидропривода: регулируемый реверсивный насос H_1 , приводящий электродвигатель $\mathcal{ЭД}1$ ($n_{дв} = n_h = \text{const}$) и нерегулируемый реверсивный гидромотор M . Компенсация утечек рабочей жидкости в замкнутой гидросистеме ($H_1 \rightarrow 1 \rightarrow M \rightarrow 2 \rightarrow H_1$) обеспечивается дополнительной гидросистемой подпитки $B - H_2 - 3 - K_0$. В эту систему входят подпиточный насос H_2 , приводящий электродвигатель $\mathcal{ЭД}2$, переливной клапан K , поддерживающий постоянное давление подпитки $p = 0,3 \dots 0,5 \text{ МПа}$ в напорной линии 3, и два обратных клапана $KO1$ и $KO2$, включенных параллельно в напорную линии 3. Подпитка всегда происходит в сторону сливной линии, поэтому одновременно с подпиткой производится подпор рабочей жидкости в сливной линии, что существенно улучшает условия работы насоса H_1 на всасывание (кавитационную характеристику). Если линия 1 является напорной линией замкнутой системы, то подпитка происходит через клапан $KO2$ в сторону сливной линии 2. Другой обратный клапан $KO1$ в это время закрыт под действием давления жидкости, проходящей по напорной линии 1. При изменении направления потока жидкости в замкнутой гидросистеме на противоположное функции клапанов $KO1$ и $KO2$ меняются. В гидроприводе имеются предохранительные клапаны $K1$ и $K2$, которые предохраняют гидросистему от давления, превышающего установленное. При заданном направлении потока рабочей жидкости в гидросистеме выполняет свои функции тот предохранительный клапан, который соединен с напорной линией, например клапан $K1$, если напорной линией является линия 1.

Преимущества и недостатки гидроприводов с объемным регулированием. Поскольку гидравлические потери гидроприводов с объемным регулированием по сравнению с гидроприводами с дроссельным регулированием меньше (из-за отсутствия дросселирования потока рабочей жидкости), то КПД их сравнительно высок ($\eta = 0,75 \dots 0,95$). В гидроприводах с объемным регулированием обеспечивается более плавное реверсирование и торможение

момент должен снижаться, а частота вращения увеличиваться. Это достигается уменьшением (регулированием) рабочего объема гидромотора. Применение регулируемого насоса увеличивает ди-

гидродвигателя по сравнению с распределением рабочей жидкости с помощью гидрораспределителей. Благодаря перечисленным преимуществам рассмотренный способ объемного регулирования применяется в гидроприводах средней и большой мощности (обычно свыше 3 кВт).

К основным недостаткам гидроприводов с объемным регулированием относится сложность системы автоматического изменения рабочих объемов регулируемых насосов и гидромоторов. Для перемещения элементов регулирования насосов и гидромоторов требуются значительные усилия, которые создаются с помощью двухкаскадных гидроусилителей мощности, имеющих низкий КПД.

§ 9.4. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ ТИПОВЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

В следящих силовых приводах (ССП) получили широкое применение гидроприводы, выполняющие силовую функцию приводов.

На рис. 9.11 показана структурная схема ССП, состоящего из электрической системы управления, основного гидропривода *ГП1* с объемным регулированием и вспомогательного гидропривода *ГП2* с дроссельным управлением. Основной гидропривод состоит из регулируемого насоса *H1*, нерегулируемого гидромотора *M* и приводящего электродвигателя *ЭД*. Вал гидромотора *M* через редуктор *P2* соединен с внешней нагрузкой *H*. Вспомогательный гидропривод состоит из нерегулируемого насоса *H2* и электрогидравлического механизма управления *МУ*, предназначенного для дистанционного поворота наклонной люльки (диска) насоса *H1*. С помощью редуктора *P1* происходит отбор мощности для насоса *H2*.

Принцип работы ССП заключается в следующем. Управляющий сигнал формируется в задающем устройстве *ЗУ*, соединенным редуктором *P3* с сельсином-датчиком *СД* и дающим тахогенератором *ДТГ*, сигнал которого используется как компенсирующий по производной от задающего сигнала. Сельсин-приемник *СП*, соединенный с валом гидромотора *M* через редуктор *P2*, фиксирует положение вала и вместе с сельсином-датчиком, работая в индикаторном режиме, вырабатывает сигнал ошибки, передаваемый в электронный усилитель *ЭУ*. Усилитель получает компенсирующий сигнал от дающего *ДТГ* и принимающего *ПТГ* тахогенераторов (обратная связь по скорости объекта управления) и формирует управляющий сигнал, подаваемый на механизм управления. В механизме

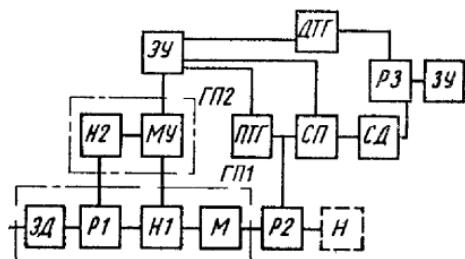


Рис. 9.11. Структурная схема типовой следящей системы с гидроприводом вращательного движения

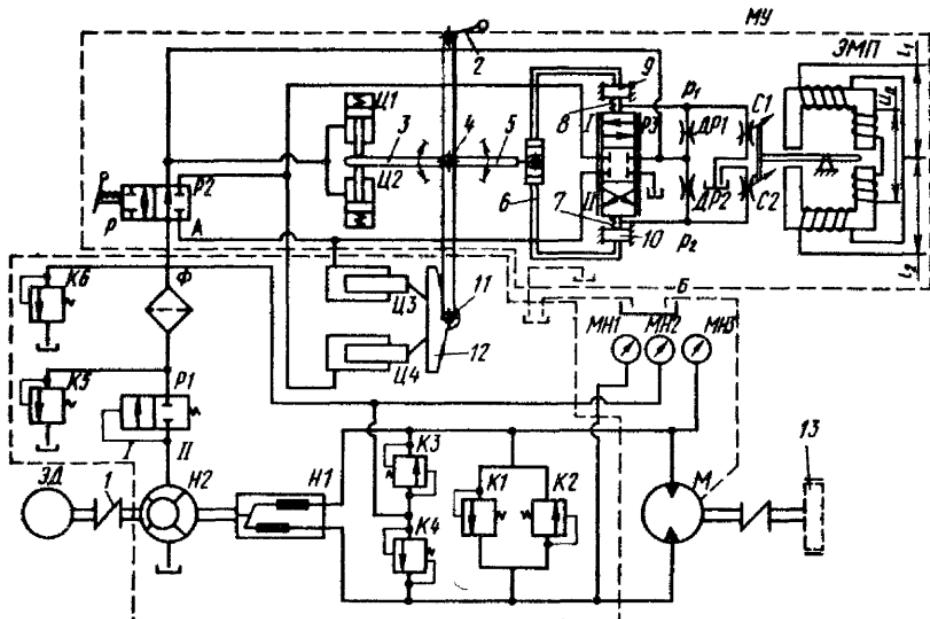


Рис. 9.12. Принципиальная схема гидропривода с насосом типа ПД № 1,5

управления электрический сигнал в зависимости от его величины и полярности преобразуется в положение или скорость перемещения органа регулирования насоса, что сказывается на скорости вращения вала гидромотора.

На рис. 9.12 показана принципиальная схема гидропривода вращательного движения с регулируемым насосом типа ПД № 1,5. Рассматриваемая схема включает в себя два гидропривода: основной с объемным регулированием, состоящий из регулируемого аксиально-поршневого насоса H_1 и нерегулируемого аксиально-поршневого гидромотора M с нагрузкой 13 , и вспомогательный гидропривод с дроссельным регулированием, состоящий из нерегулируемого (пластинчатого) насоса H_2 и электрогидравлического двухкаскадного механизма управления MU . Гидроприводы имеют общий приводящий электродвигатель \mathcal{ED} , вал которого соединен с валами насосов H_1 и H_2 муфтой 1 . Регулирование частоты вращения вала гидромотора M и его реверс производится изменением рабочего объема насоса H_1 с помощью поворота люльки от нулевого положения [2].

Конструктивно насосы H_1 и H_2 , гидроцилиндры C_1 и C_2 механизма управления MU , клапаны K_1-K_6 , распределители P_1 и P_2 и фильтр Φ размещены в одном корпусе насоса типа ПД № 1,5. Насос H_2 помимо питания механизма управления MU выполняет функцию подпитки замкнутой гидросистемы основного гидропривода с объемным регулированием. Фильтр Φ установлен в напорной линии насоса H_2 . Предохранительный клапан K_5 предохраняет фильтр Φ от разрушения при его засорении. Пере-

ливной клапан K_6 предназначен для поддержания постоянного давления в напорной линии насоса H_2 . Пополнительный бак B соединен с корпусом насоса типа ПД № 1,5 и гидромотором M . Имеется манометрический щит с манометрами: MH_2 , соединенным с напорной линией насоса H_2 , а также MH_1 и MH_3 , соединенными с линиями основного гидропривода.

Вспомогательный гидропривод с дроссельным регулированием предназначен для автоматического дистанционного управления поворотом люльки насоса H_1 . В гидроприводе предусмотрено два режима управления: автоматический A и ручной P .

Для переключения механизма управления на *автоматический режим работы* необходимо установить кран распределителя P_2 в положении A . При этом напорная линия насоса H_2 соединяется с системой напорных каналов механизма управления MU , и проходы распределителя P_2 , соединяющие полости цилиндров C_3 и C_4 , размыкаются. Рабочая жидкость под давлением поступает через дроссели ΔP_1 и ΔP_2 к соплам C_1 и C_2 (и далее на слив в корпус MU), дросселирующему распределителю P_3 и нуль-установителям C_1 и C_2 . Под действием давления рабочей жидкости штоки нуль-установителей погружаются в свои корпуса и освобождают люльку насоса (нуль-установители обеспечивают запуск насоса H_1 при нулевом рабочем объеме). При подаче электрического сигнала управления определенной величины и полярности на ЭМП заслонка поворачивается в ту или иную сторону на угол, пропорциональный сигналу управления. При повороте заслонки, например, вверх гидравлическое сопротивление сопла C_1 увеличивается, а сопла C_2 уменьшается. Соответственно увеличивается давление p_1 в междроссельной камере верхней ветви гидравлического моста и уменьшается давление p_2 в междроссельной камере нижней ветви. В диагонали моста возникает перепад давления Δp , под действием которого золотник распределителя P_3 перемещается вниз. При этом через соответствующие дросселирующие щели распределителя P_3 напорная линия насоса H_2 соединяется с рабочей полостью цилиндра C_4 , а рабочая полость цилиндра C_3 — со сливной линией. Под действием давления рабочей жидкости плунжер цилиндра C_4 отклоняет люльку насоса от нулевого (среднего) положения против часовой стрелки. Одновременно рабочая жидкость вытесняется из рабочей полости цилиндра C_3 через вторую дросселирующую щель распределителя P_3 в корпус MU . Отклонение люльки насоса передается валику управления 4 MU , соединенному с люлькой 12 при помощи муфты 11. При повороте валика управления тяга 5 поворачивается против часовой стрелки. Тяга перемещает рычаг 6 и поршни 9 и 10 обратной связи вверх. Так как поршни обратной связи перемещаются в направлении, противоположном направлению перемещения золотника, деформируя при этом пружины 7 и 8, то под действием возникающей разности сил пружин золотник возвратится в нейтральное положение и движение люльки насоса прекратится.

Люлька насоса при этом повернется на угол, пропорциональный разности токов в обмотках управления электромагнита.

Принцип работы МУ при подаче на ЭМП электрического сигнала противоположной полярности аналогичный, но при этом люлька насоса поворачивается по часовой стрелке от нейтрального положения. При работе насоса рабочая жидкость из сопл C_1 и C_2 и из сливной линии распределителя P_3 сливается сначала в корпус МУ, а затем во внутреннюю полость насоса H_1 .

После выключения электродвигателя ЭД рабочая жидкость перестает поступать в МУ. Давление рабочей жидкости падает, и штоки нуль-установителей Γ_1 и Γ_2 под действием сжатых пружин перемещаются из корпусов наружу и воздействуют через рычаг на валик управления. При этом валик управления поворачивается и устанавливает люльку в нулевое (нейтральное) положение.

Для переключения МУ на *ручной режим работы* необходимо установить кран распределителя P_2 (см. рис. 9.12) в положение P , повернув его по часовой стрелке на 180° . При этом напорная линия насоса H_2 отключается от МУ, а проходы распределителя P_2 , соединяющие полости цилиндров Γ_3 и Γ_4 , замыкаются. Штоки нуль-установителей Γ_1 и Γ_2 под действием сил пружин выдвинуты идерживают люльку насоса в нулевом (среднем) положении. Чтобы повернуть люльку насоса, необходимо вручную утопить валик 2 ручного управления, который соединится с валом управления 4. При повороте валика управления цилиндры Γ_3 и Γ_4 не препятствуют повороту люльки насоса, так как рабочая жидкость свободно перепускается из одного цилиндра в другой через соответствующие каналы распределителя P_2 . Люлька насоса H_1 , поворачиваясь, давит на штоки нуль-установителей Γ_1 и Γ_2 рычагом 3 валика управления. При этом сжимается одна из пружин нуль-установителя. При прекращении действия на валик ручного управления нуль-установители немедленно возвращают орган регулирования (люльку) насоса в нулевое (среднее) положение. То же самое происходит при выключении гидропривода, что обеспечивает запуск электродвигателя ЭД практически без нагрузки на валу.

На рис. 9.13 показана принципиальная схема гидропривода вращательного движения с регулируемым насосом типа ПД № 5, которая включает два гидропривода: основной с объемным регулированием, состоящий из регулируемого аксиально-поршневого насоса HA и нерегулируемого аксиально-поршневого гидромотора M , и вспомогательный с дроссельным регулированием, состоящий из нерегулируемого шестеренного насоса HSH и электрогидравлического двухкаскадного МУ. Гидроприводы имеют общий приводящий электродвигатель ЭД [2].

Насосы HA и HSH , гидроцилиндры Γ_1 и Γ_2 , нуль-установители Γ_3 и Γ_4 , клапаны K_1, K_2, K_3, K_4 и K_7 , распределители P_1, P_2 и P_3 и фильтр Φ размещены в одном корпусе насоса типа ПД

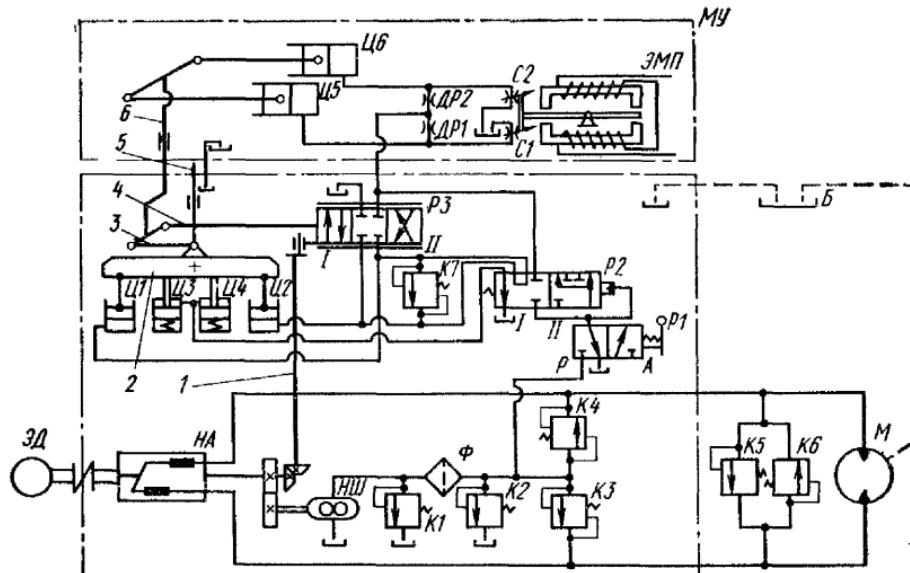


Рис. 9.13. Принципиальная схема гидропривода с насосом типа ПД № 5

№ 5. Насос *НШ* помимо питания механизма управления выполняет функцию подпитки замкнутой гидросистемы основного гидропривода. Фильтр *Ф* установлен в напорной линии насоса *НШ*. Предохранительный клапан *К1* предохраняет фильтр *Ф* от разрушения при его засорении. Переливной клапан *К2* поддерживает постоянное давление в напорной линии насоса *НШ*. Пополнительный бак *Б* соединен с корпусом насоса типа *ИД № 5* и гидромотором *М*. Замкнутая гидросистема основного гидропривода имеет два предохранительных клапана *К5* и *К6*.

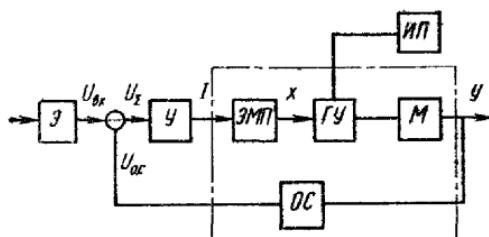
Вспомогательный гидропривод с дроссельным регулированием предназначен для автоматического дистанционного управления поворотом люльки насоса HA . В гидроприводе предусмотрено два режима управления: автоматический A и ручной P .

В насосе имеется механический вибратор *I*, с помощью которого создается осциллирующее движение втулки распределителя *P3*.

Автоматический режим управления. При переключении распределителя $P1$ в положение A рабочая жидкость от шестеренного насоса поступает к распределителю $P2$. Под действием силы давления жидкости золотник распределителя перемещается влево в положение P . При этом полости цилиндров $Ц1$ и $Ц2$ разобщаются, а рабочая жидкость под давлением поступает к нуль-установителям $Ц3$ и $Ц4$ и дросселирующему распределителю $P3$. Под действием силы давления жидкости штоки нуль-установителей $Ц3$ и $Ц4$ утапливаются в свои корпуса.

При подаче электрического сигнала управления на ЭМП заслонка поворачивается на угол, пропорциональный сигналу управления. Изменение давлений в междроссельных камерах

Рис. 9.14. Структурная схема типовой следящей системы — рулевая машина



(C_1 и DP_1 , C_2 и DP_2) вызывает перемещение поршней в цилиндрах \bar{C}_5 и \bar{C}_6 , которые поворачивают валик управления 6. Этот валик

через тягу 4 перемещает золотник распределителя P_3 , например, вправо. При этом рабочая жидкость под давлением поступает в цилиндр \bar{C}_1 , который поворачивает люльку 2 по часовой стрелке. Рабочая жидкость из цилиндра \bar{C}_2 вытесняется через вторую дросселирующую щель распределителя P_3 в корпус насоса HA . При повороте люльки насоса HA рычаг 3 обратной связи перемещает золотник распределителя P_3 влево, возвращая его в исходное положение. При этом жидкость перестает поступать в цилиндры \bar{C}_1 и \bar{C}_2 , и люлька останавливается. В этом режиме предусмотрено экстренное возвращение люльки в среднее (нулевое) положение с помощью вала 5 силового управления. При повороте вала 5 люлька 2 с помощью зубчатого зацепления (на схеме не показано) поворачивается, а жидкость переливается из одного цилиндра в другой (\bar{C}_1 и \bar{C}_2) через клапан разности давлений K_7 .

Ручной режим управления. При переключении распределителя P_1 в положение P проход жидкости от шестеренного насоса к P_2 и P_3 перекрыт, а распределитель P_2 соединен со сливной линией. Распределитель P_2 под действием силы пружины находится в исходной позиции I. При этом нуль-установители \bar{C}_3 и \bar{C}_4 соединены со сливной линией, следовательно, поршни в этих цилиндрах под действием пружин устанавливают люльку 2 в нулевое положение. Цилиндры \bar{C}_1 и \bar{C}_2 соединены между собой соответствующими проходами распределителя. Люлька 2 в этом режиме поворачивается валом 5 силового управления через зубчатое зацепление. При повороте вала 6 рабочая жидкость свободно перепускается из одного цилиндра в другой (\bar{C}_1 и \bar{C}_2) через проходы распределителя P_2 . Люлька 2, поворачиваясь, давит на штоки и сжимает пружины нуль-установителей \bar{C}_3 и \bar{C}_4 .

Структурная схема следящей системы рулевого гидропривода с дроссельным регулированием показана на рис. 9.14. В этой системе на вход усилителя U поступает сигнал рассогласования в виде напряжения U_{Σ} , который определяется как разность входного сигнала U_{bx} и сигнала обратной связи $U_{o.o.}$, поступающего от устройства потенциометрической обратной связи (ПОС). Сигнал рассогласования (ошибки) U_{Σ} усиливается по напряжению и мощности в электронном усилителе U и является управляющим сигналом, который определяет точность, скорость и направление движения выходного звена гидродвигателя рулевой машины (РМ). Управляющий сигнал в виде тока управления I поступает в об-

мотки управления ЭМП. Далее электрический сигнал преобразуется в ЭМП в перемещение заслонки (золотника) x , а затем в гидравлическом усилителе ($ГУ$) происходит преобразование и усиление мощности в соответствии с управляющим сигналом. Усиление мощности происходит за счет энергии потока рабочей жидкости, поступающего из источника питания ($ИП$). В гидродвигателе энергия потока жидкости преобразуется в механическую энергию движения выходного звена.

В результате последовательного преобразования и усиления управляющего сигнала скорость движения выходного звена гидродвигателя получается пропорциональной этому сигналу, а направление движения соответствует его знаку.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПНЕВМОПРИВОДАХ

§ 10.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ПРИНЦИП РАБОТЫ ПНЕВМОПРИВОДОВ

Состав и принцип работы. Пневмоприводом называют совокупность устройств, в число которых входит один или несколько объемных пневмодвигателей, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочего газа под давлением. В состав пневмоприводов кроме пневмодвигателей могут входить в общем случае следующие пневматические устройства: источники энергии рабочего газа, пневмоаппаратура, кондиционеры рабочего газа, пневмоемкости, пневмолинии, а также средства измерения, например манометры, термометры и т. д.

На рис. 10.1 показана структурная схема компрессорного пневмопривода. Источником энергии рабочего газа в этом пневмоприводе является *воздушный компрессор*, который преобразует механическую энергию приводящего двигателя в энергию сжатого воздуха. Поток сжатого воздуха передается по трубопроводу к *пневмодвигателю*, в котором энергия сжатого воздуха преобразуется в механическую энергию, выходное звено пневмодвигателя, а вместе с ним приводное звено механизма или машины (нагрузки) приходят в движение.

Пневмодвигатели, входящие в состав пневмоприводов, подразделяются на пневмоцилиндры, пневмомоторы и поворотные пневмодвигатели. В пневмоцилиндрах выходные звенья совершают возвратно-поступательное движение, пневмомоторах — вращательное, поворотных пневмодвигателях — вращательное с ограниченным углом поворота.

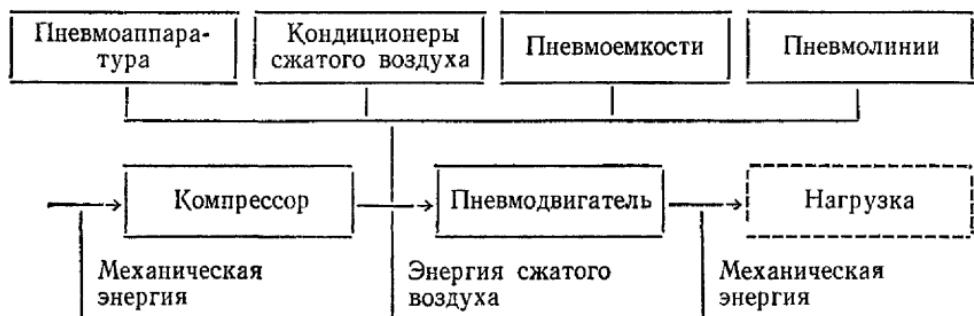


Рис. 10.1. Структурная схема компрессорного пневмопривода

С помощью *пневмоаппаратуры* в пневмоприводах изменяют или поддерживают заданное давление или расход рабочего газа, производят пуск или перекрывают поток рабочего газа, изменяют направление потока рабочего газа. В пневмоприводах применяют следующие виды пневмоаппаратов: пневмораспределители, пневмоклапаны, пневмодроссели и другие аппараты.

Кондиционеры рабочего газа служат для получения необходимых качественных показателей рабочего газа. К ним относятся воздушные фильтры, влагоотделители, маслораспылители, холодильники и пневмоглушители.

Пневмоемкости (ресиверы и пневмоаккумуляторы) предназначены для содержания в них рабочего газа с целью дальнейшего использования его в процессе работы пневмопривода.

В пневмоприводах нет сливных и дренажных линий, так как отработавший рабочий газ выпускается непосредственно в атмосферу. Пневмолинии подразделяют на всасывающие, напорные, пневмолинии управления и выхлопные.

Физические свойства газа. Рабочей средой в пневмоприводах является рабочий газ (сжатый воздух, азот и др.). Основными параметрами рабочего газа, определяющими его состояние, являются давление, удельный объем (плотность) и термодинамическая температура.

Давление сжатого воздуха в магистральных пневмоприводах общего применения обычно не превышает 1 МПа ($10 \text{ кгс}/\text{см}^2$), однако в пневмоприводах с индивидуальными источниками энергии рабочего газа давление может достигать 10 МПа ($100 \text{ кгс}/\text{см}^2$) и более.

Удельным объемом газа v , $\text{м}^3/\text{кг}$, называют физическую величину, равную отношению объема газа к его массе:

$$v = \frac{V}{M}, \quad (10.1)$$

где V — объем газа, м^3 ; M — масса газа, кг.

Размерность удельного объема $\dim v = L^3 M$.

Удельный объем есть величина, обратная плотности ρ ($\text{кг}/\text{м}^3$):

$$v = \frac{1}{\rho} \text{ или } v\rho = 1. \quad (10.2)$$

Термодинамическую температуру T измеряют в кельвинах (К). Размерность термодинамической температуры $\dim T = \theta$. Соотношение между температурой, измеренной по шкале Цельсия, ${}^\circ\text{C}$, и термодинамической температурой определяется равенством

$$T = t + 273,15 \text{ } {}^\circ\text{C}. \quad (10.3)$$

Для разности температур размер кельвина и градуса Цельсия одинаков. Отсюда следует, что температура t может быть отрицательной, а абсолютному нулю температуры $T = 0$ отвечает $t = -273,15 \text{ } {}^\circ\text{C}$.

К нормальным условиям состояния газа относят температуру $T = 273,15$ К и давление $p = 1013$ гПа (760 мм рт. ст.).

Параметры состояния газа ($p; V; T$) однозначно связаны между собой уравнением состояния идеального газа Клайперона—Менделеева:

$$pV = MRT \quad (10.4)$$

или для единицы массы газа

$$pv = RT, \quad (10.5)$$

где p — давление газа, Па; V — объем газа, м³; M — масса газа, кг; R — удельная газовая постоянная Дж/(кг·К); T — термодинамическая температура, К; v — удельный объем газа, м³/кг.

Удельная газовая постоянная R есть удельная работа расширения 1 кг газа при нагревании его на 1 К. Удельная газовая постоянная сухого воздуха $R = 287,1$ Дж/(кг·К).

Уравнения состояния позволяют вычислить по двум известным параметрам газа неизвестный третий.

Кроме перечисленных параметров состояния рабочий газ характеризуется удельной теплоемкостью, вязкостью и сжимаемостью.

Теплоемкостью C системы, Дж/К, называют количество теплоты, необходимое для изменения температуры тела на 1 К:

$$C = \frac{Q}{T}, \quad (10.6)$$

где Q — количество теплоты, Дж; T — температура, К.

Удельной теплоемкостью c , Дж/(кг·К), называют отношение теплоемкости C системы к массе тела

$$c = \frac{C}{M}. \quad (10.7)$$

Удельная теплоемкость зависит от характера термодинамического процесса. Различают изобарную удельную теплоемкость c_p — при постоянном давлении и изохорную удельную теплоемкость c_v — при постоянном удельном объеме. При температурах от 273 до 373 К (от 0 до 100 °С) теплоемкость воздуха практически постоянна: $c_p = 1,01 \cdot 10^3$ Дж/(кг·К); $c_v = 0,72 \cdot 10^3$ Дж/(кг·К).

Вязкость воздуха по сравнению с вязкостью рабочих жидкостей, применяемых в гидроприводах, весьма мала. Так, например, динамическая вязкость воздуха при атмосферном давлении и температуре $T = 293$ К ($t = 20$ °С) равна $\mu = 18,5$ мкПа·с. В отличие от капельных жидкостей вязкость воздуха в повышении температуры увеличивается. Однако эта зависимость незначительна.

Воздух характеризуется значительной упругостью. Под сжимаемостью газа понимают уменьшение его объема при увеличении

давления. Единица объемной сжимаемости $\beta_{сж}$ — паскаль в минус первой степени (Па^{-1}):

$$\beta_{сж} = \frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta p}, \quad (10.8)$$

где V — первоначальный объем, м^3 ; ΔV — уменьшение объема, м^3 ; Δp — увеличение давления, Па .

Технические требования к воздуху, предназначеному для питания пневматических устройств, устанавливает ГОСТ 11882—73. К сжатому воздуху предъявляются высокие требования по чистоте. ГОСТ 17433—72 устанавливает 15 классов загрязненного сжатого воздуха: 0, 1, 2, ..., 14. Компоненты загрязнений сжатого воздуха можно разделить на три группы: вода и компрессорное масло в жидком и парообразном состоянии, твердые и газообразные загрязнения. Рекомендации по выбору класса загрязненности сжатого воздуха приведены в каталоге [12].

Области применения пневмоприводов. Пневмоприводы широко применяют во всех областях народного хозяйства: станкостроении, литейном и кузнецком производстве, полиграфической промышленности и на транспорте. Пневмоприводы применяют в зажимных и транспортирующих механизмах, тормозных системах и системах дистанционного управления. Применение пневмоприводов позволяет решить целый ряд задач, связанных с автоматизацией трудоемких процессов при монтажных работах, например, пневмоприводы используют в механизированных пневматических инструментах (гайковертах, дрелях) и машинах ударного действия.

Широкое применение пневмоприводов объясняется их преимуществами по сравнению с другими средствами автоматизации. К основным преимуществам пневмоприводов по сравнению с гидроприводами относятся:

большие допускаемые скорости потоков сжатого воздуха (10 м/с и более) в пневмолиниях благодаря малой вязкости воздуха;

относительно небольшие потери в пневмосети, благодаря чему протяженность пневмолиний может достигать сотен метров и более;

сжатый воздух не образует горючих и взрывоопасных смесей, что позволяет применять пневмоприводы в условиях с повышенными требованиями пожарной безопасности;

сжатый воздух не загрязняет окружающую среду, это преимущество позволяет обходиться без возвратных трубопроводов, что обеспечивает упрощение пневмосистем и снижение массы пневмосети.

Наряду с положительными качествами пневмоприводы обладают рядом недостатков, вытекающих из природы рабочей среды — воздуха. Пневмоприводы в отличие от гидроприводов должны иметь смазочные системы или устройства, обеспечивающие непрерывную смазку движущихся частей пневмодвигателей. Вслед-

ствие высокой сжимаемости воздуха пневмодвигатели не обеспечивают без дополнительных средств плавности и точности движения выходных звеньев при переменных нагрузках. Сжимаемость воздуха исключает возможность непосредственной фиксации перемещающихся частей пневматических устройств в заданных промежуточных положениях. Пневмоприводы имеют, как правило, более низкий КПД по сравнению с гидроприводами из-за повышенных утечек воздуха и пневматических устройств. Работа пневмопривода сопровождается большим шумом из-за выброса отработавшего воздуха в атмосферу. Пневмодвигатели при равных габаритах с гидродвигателями развивают меньшую мощность, что объясняется невысоким давлением сжатого газа в пневмоприводах.

Несмотря на эти недостатки, пневмоприводы с успехом применяют в тех случаях, когда наиболее существенное значение приобретают их преимущества. В настоящее время намечается следующая тенденция в развитии приводов и автоматизированных систем управления в машиностроении: в качестве силовых систем применяют гидравлические, несколько реже — пневматические, а для управления все чаще используют пневмосистемы, если их быстродействие удовлетворяет поставленным требованиям.

§ 10.2. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ВОЗДУШНЫХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРАХ

Компрессорами называют машины, предназначенные для сжатия и нагнетания газа. В пневмоприводах наибольшее распространение получили воздушные поршневые компрессоры. Основными параметрами воздушных поршневых компрессоров являются давление сжатого воздуха на выходе компрессора p , МПа, производительность компрессора Q , $\text{м}^3/\text{с}$.

В зависимости от числа ступеней последовательного сжатия газа компрессоры подразделяют на одноступенчатые и многоступенчатые.

Одноступенчатые компрессоры. На рис. 10.2, б показана схема одноступенчатого воздушного поршневого компрессора,

основными конструктивными элементами которого являются цилиндр 1, поршень 2, шатун 3, всасывающий 4 и нагнетательный 5 клапаны. Поршень 2 соединен шатуном 3 с валом компрессора через кривошип (на рисунке не показаны). Привод вала компрессора осуществляется от электродвигателя или другого приводящего двигателя.

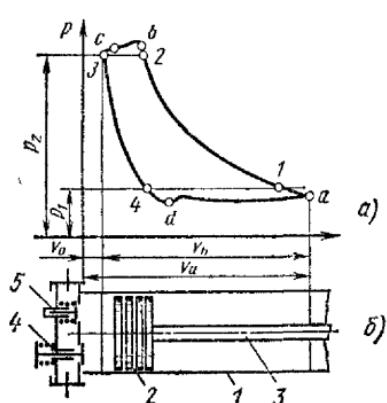


Рис. 10.2. Одноступенчатый компрессор и индикаторная диаграмма рабочего процесса

На рис. 10.2, а приведена индикаторная диаграмма рабочего цикла компрессора. Принцип работы компрессора заключается в следующем. При движении поршня слева направо в цилиндре 1 создается разряжение, открывается всасывающий клапан 4, и цилиндр заполняется газом (линия $d-a$). Когда поршень, дойдя до правого крайнего положения, начинает двигаться влево, всасывающий клапан 4 закрывается, и начинается сжатие газа (линия $a-b$). Процесс сжатия определяется условиями теплообмена между сжимаемым газом и стенками цилиндра. Увеличение давления газа в цилиндре происходит до тех пор, пока оно не станет больше давления p_2 . Под действием разности этих давлений открывается нагнетательный клапан 5, и сжатый газ выталкивается через него из цилиндра (линия $b-c$).

При обратном движении поршня газ, оставшийся в объеме вредного пространства V_0 цилиндра, расширяется политропно и давление падает (линия $c-d$). Нагнетательный клапан при этом закрыт. Как только давление газа в цилиндре станет ниже давления p_1 , откроется всасывающий клапан и начнется снова процесс всасывания — поступление новой порции газа. Однако, как видно из диаграммы, вследствие влияния вредного пространства этот процесс начинается при положении поршня, соответствующем точке d , а не в левом крайнем положении, что значительно снижает наполнение цилиндра газом и, следовательно, уменьшает производительность компрессора. Поэтому объем вредного пространства (обычно 5—10% полного объема цилиндра) стремятся сократить.

Одноступенчатый компрессор дает высокую производительность и допустимую температуру сжатого газа при конечных давлениях не более 0,8—1 МПа (8—10 кгс/см²).

Многоступенчатые компрессоры. Для получения высоких давлений применяют многоступенчатое сжатие, при котором общий перепад давлений разбивают на ряд ступеней с промежуточным охлаждением газа между ними. Охлаждение газа после сжатия в ступени давления перед поступлением в следующую ступень позволяет не только уменьшать общую затрату работы на сжатие, но и создать нормальные температурные условия, предотвращающие взрывы и чрезмерный расход смазки.

Из теоретической диаграммы рабочего процесса двухступенчатого компрессора (рис. 10.3) видно, что в результате промежуточного охлаждения газа (линия $2-2'$) после сжатия его в ступени низкого давления (линия $1-2$) затраченная работа оказывается меньше на величину, численно равную заштрихованной площади $22' 2'' 2'''$. После сжатия в ступени высокого давления (линия $2'-2$) перед подачей потребителю газ выталкивается в конечный охладитель, где при постоянном давлении охлаждается до начальной температуры.

На рис. 10.4 показана схема компрессорной установки с двухступенчатым поршневым компрессором. При работе компрессора воздух из атмосферы через воздухозаборник ВЗ и воздушный

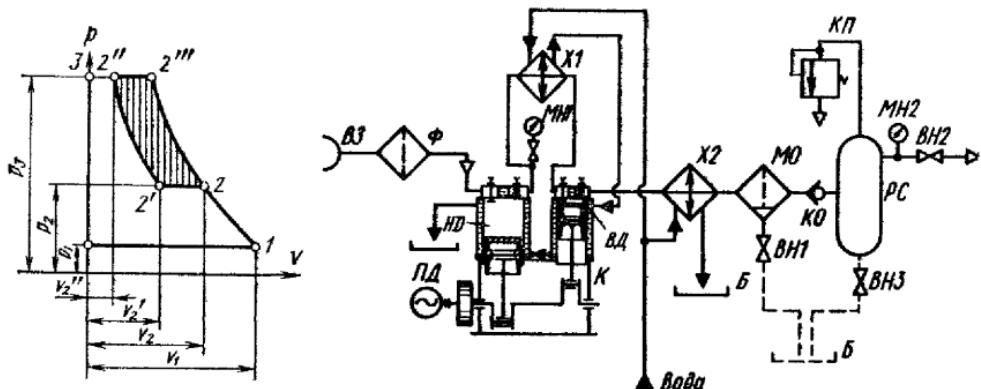


Рис. 10.3. Теоретическая диаграмма рабочего процесса двухступенчатого компрессора

Рис. 10.4. Компрессорная установка с поршневым двухступенчатым компрессором

фильтр Φ попадает в ступень низкого давления $НД$, откуда с промежуточным давлением нагнетается в промежуточный охладитель $X1$, где охлаждается при постоянном давлении, отдавая теплоту через поверхность теплообмена охлаждающей воде. Охлажденный воздух сжимается в ступени высокого давления $ВД$, нагнетается в конечный охладитель $X2$, а оттуда через маслоотделитель $МО$ и ресивер PC по трубопроводу поступает к потребителю. Масло и вода, выделенные из сжатого воздуха в конечном охладителе $X2$ и маслоотделителе $МО$, периодически отводятся в дренажный бак $Б$ и оттуда впоследствии удаляются.

Компрессорная установка снабжена предохранительными и обратными клапанами и измерительными приборами. Обратный клапан KO запирает выход воздуха из ресивера при остановке компрессора, а предохранительный клапан $KП$ предохраняет ресивер от разрушения при повышении давления сверх допустимого. Пневмосеть компрессорной установки имеет вентили $VH1$ — $VH3$.

§ 10.3. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПНЕВМОДВИГАТЕЛЕЙ И ПНЕВМОАППАРАТУРЫ

Отдельные пневмодвигатели и пневмоаппараты, входящие в состав пневмоприводов, имеют аналогичное с однотипными гидродвигателями и гидроаппаратами конструктивное исполнение.

Наибольшее распространение из пневмодвигателей получили пневмоцилиндры. На рис. 10.5 показаны конструктивная схема и условное графическое обозначение поршневого пневмоцилиндра двустороннего действия (ГОСТ 15608—70). Основные конструктивные элементы цилиндра: гильза 2, передняя и задняя крышки 1 и 5, шток 3 и поршень 4. Крышки соединены с гильзой шпильками 6. Герметизацию неподвижных соединений обеспечивают

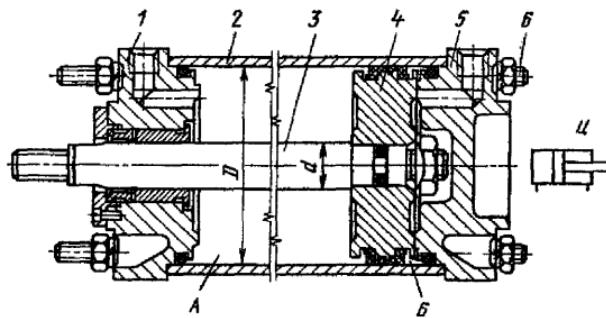


Рис. 10.5. Поршневой пневмоцилиндр

резиновые уплотнительные манжеты. Цилиндр имеет штоковую *А* и поршневую *Б* полости.

Принцип работы пневмоцилиндра заключается в следующем. При подводе сжатого воздуха в одну из полостей цилиндра и одновременном соединении другой полости с атмосферой поршень *4* вместе со штоком *3* под действием давления сжатого воздуха перемещается, создавая толкающее или тянувшее усилие.

Примером применения пневмомоторов могут служить горные машины, в которых применяются пластинчатые и радиально-поршневые пневмомоторы [7].

В пневмоприводах получили широкое применение обратные, предохранительные и редукционные пневмоклапаны. Обратные пневмоклапаны предназначены для пропускания потока сжатого воздуха в одном направлении и перекрытия потока в обратном направлении. Типовые обратные пневмоклапаны на номинальное давление $p_{\text{ном}} = 1 \text{ МПа} (10 \text{ кгс}/\text{см}^2)$ изготавливают по ГОСТ 21324—75 для пневмоприводов общего применения и по ГОСТ 19623—74 для пневмоприводов летательных аппаратов [3].

Редукционные пневмоклапаны предназначены для понижения давления сжатого воздуха и поддержания редуцированного давления в отводимом от него потоке сжатого воздуха. На рис. 10.6 показаны конструктивная схема и условное графическое обозначение редукционного пневмоклапана на номинальное давление $p_{\text{ном}} = 1 \text{ МПа} (10 \text{ кгс}/\text{см}^2)$, изготавливаемого по ГОСТ 18468—79.

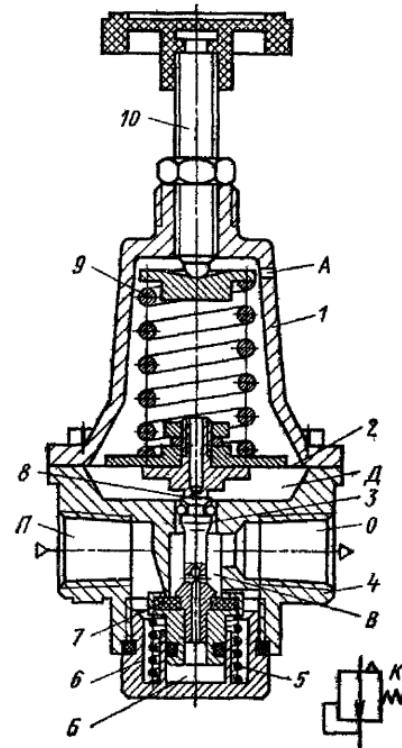


Рис. 10.6. Редукционный пневмоклапан

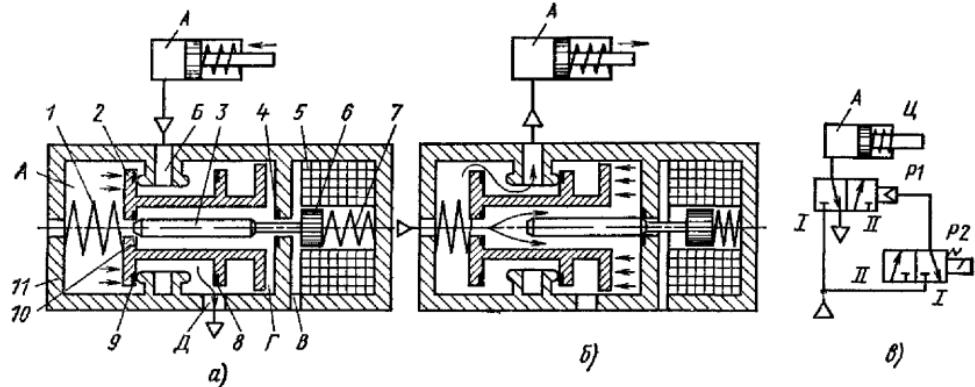


Рис. 10.7. Распределительный пневмоблок

Основные конструктивные элементы клапана: корпус 4, верхняя 1 и нижняя 6 крышки; цилиндрические пружины 5 и 9, основной клапан 7, клапан 8 сброса, толкатель 3 и регулировочный винт 10. Отверстие P предназначено для подвода сжатого воздуха, отверстие O — для отвода воздуха под редуцированным давлением. Подклапанная полость B изолирована от подводящего отверстия P и соединена каналом, выполненным в толкателе 3, с подклапанной полостью V [3].

Принцип работы редукционного пневмоклапана заключается в следующем. При понижении давления воздуха на выходе клапана мембрана 2 прогибается вниз под действием силы пружины 9 и через толкатель 3 отжимает клапан 7 от седла, увеличивая проход воздуха и тем самым его расход и давление. При незначительном повышении давления воздуха на выходе клапана пружина 9 сжимается, клапан 7 прикрывается, что приводит к уменьшению расхода и давления воздуха. При давлении воздуха на выходе выше давления настройки пневмоклапана сжатый воздух поступает в подмембранный полость D и вызывает подъем мембранны 2 с клапаном сброса 8. В результате сжатый воздух через отверстие в клапане и отверстие A в крышке 1 выпускается в атмосферу, снижая давление на выходе до значения, определяемого настройкой пружины 9. Наличие клапана сброса 8 позволяет обеспечить настройку клапана — переход с высокого давления на выходе клапана на низкое при отсутствии расхода воздуха.

Пневмораспределители имеют аналогичную классификацию с гидрораспределителями (см. § 5.4). В пневмоприводах часто применяют клапанные распределители с управлением от электромагнитов.

На рис. 10.7 показаны конструктивная схема и условное графическое обозначение распределительного пневматического блока, в корпусе 11 которого расположены два клапанных пневмораспределителя $\frac{3}{2}$: основной $P1$ с пневматическим управлением и вспомогательный $P2$ с управлением от электромагнита (рис. 10.7, в).

Основные конструктивные элементы пневмораспределителя *P1* — клапан 2 (рис. 10.7, *a*), цилиндрическая пружина 1, седла 8 и 9, пневмораспределителя *P2* — клапан 3, седло 4, расположено в корпусе 11, и седло 10, расположенное в клапане 2. Клапан 3 жестко соединен с якорем 6 электромагнита 5 тянувшего типа. Электромагнит имеет цилиндрическую пружину сжатия 7.

Принцип работы распределительного блока заключается в следующем. При выключенном электромагните 5 его якорь 6 под действием пружины 7 находится в крайнем левом положении, благодаря чему клапан 3 распределителя *P2* перекрывает седло 10 и открывает седло 4. При этом воздух из полости *Г* и *В* сбрасывается в атмосферу, а клапан 2 распределителя *P1* под действием силы пружины 1 и давления сжатого воздуха находится в правом крайнем положении, при котором седло 9 перекрыто, а седло 8 открыто. В результате этого полость *А* отсечена от полости *Б*, а сжатый воздух от потребителя (из пневмоцилиндра *Ц*) через полости *Б* и *Д* распределителя *P* сбрасывается в атмосферу.

При включении электромагнита 5 (рис. 10.7, *b*) якорь 6 и вместе с ним клапан 3 перемещаются вправо. При этом клапан 3 перекрывает седло 4 и открывает седло 10. В результате этого сжатый воздух из полости *В* попадает через рабочее проходное сечение в полость *Г*. Клапан 2 под действием давления сжатого воздуха на правый торец перемещается влево. При этом открывается седло 9 и перекрывается седло 8. В результате полость *Б* отсекается от полости *Д*, а сжатый воздух из полости *А* поступает в полость *Б* и далее на выход к потребителю (пневмоцилиндру *Ц*).

§ 10.4. КЛАССИФИКАЦИЯ ПНЕВМОПРИВОДОВ

Классификация пневмоприводов во многом аналогична классификации объемных гидроприводов. В соответствии с ГОСТ 17752—72 пневмоприводы подразделяют по следующим классификационным признакам

по виду движения выходного звена — поступательного, поворотного и вращательного движения, по способу регулирования — с ручным и автоматическим регулированием; по задачам регулирования — стабилизированные, программные и следящие.

Наибольшее применение получили пневмоприводы поступательного движения, в которых имеются пневмоцилиндры. В пневмоприводах вращательного движения применяют пневмомоторы. Реже применяют пневмоприводы поворотного движения с поворотными пневмодвигателями.

В отличие от гидроприводов пневмоприводы относятся к системам с дроссельным регулированием, в которых регулирование скорости движения выходных звеньев пневмодвигателей осуществляется с помощью пневмодросселей или дросселирующих пневмораспределителей. Пневмоприводы относятся к системам с разомкнутой циркуляцией, так как отработавший газ (сжатый

воздух) отводится в пневмоприводах по выхлопным пневмолиниям непосредственно в атмосферу.

Пневмоприводы по виду источника рабочего газа подразделяют на компрессорные, магистральные, аккумуляторные и газогенераторные.

§ 10.5. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ ПНЕВМОПРИВОДОВ

В компрессорном пневмоприводе сжатый воздух подается в пневмодвигатель компрессором, входящим в состав этого привода. На рис. 10.8 показана принципиальная схема компрессорного пневмопривода поступательного движения, в состав которого входит компрессор *КМ* с приводным электродвигателем *ЭД*, ресивер *РС*, пневмораспределитель *Р*, дроссель *ДР* и цилиндр *Ц*. Вентили *ВН1* и *ВН2* обеспечивают подключение к компрессорной установке потребителей.

Принцип работы компрессорного пневмопривода заключается в следующем. Компрессором *КМ* сжатый воздух подается по напорной пневмолинии через маслоотделитель *МО* к ресиверу *РС*. Открытием вентиля *ВН2* сжатый воздух подается через регулируемый дроссель *ДР* к распределителю *Р*. С помощью распределителя *Р* сжатый воздух подается либо в полость *A*, либо в полость *B*. Предохранительный клапан *КП* защищает систему от давления, превышающего допустимое.

В магистральных пневмоприводах сжатый воздух подается в пневмодвигатели от пневмомагистралей, не входящих в состав пневмоприводов. На рис. 10.9 показана принципиальная схема магистрального пневмопривода вращательного движения. Надежность этого пневмопривода повышена путем включения в его состав резервных элементов и обеспечения возможности автоматического подключения пневмопривода к резервной пневмомагистрали 2. Пневмопривод состоит из следующих основных элементов: пневмомотора *M*, редукционного пневмоклапана *K1*, клапанных направляющих пневмораспределителей *P1* и *P2* с управлением от элек-

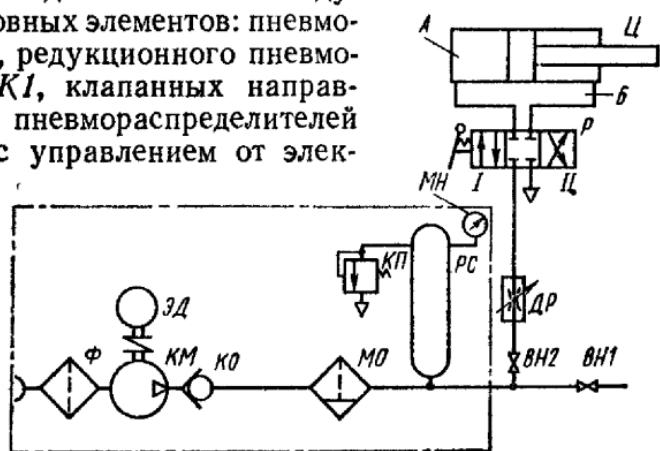


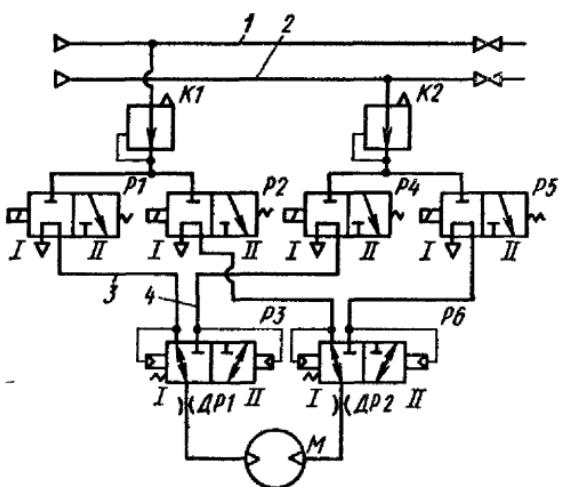
Рис. 10.8. Принципиальная схема компрессорного пневмопривода поступательного движения

Рис. 10.9. Принципиальная схема магистрального пневмопривода вращательного движения

тромагнитов тянувшего типа. Нерегулируемые дроссели $DP1$ и $DP2$ предназначены для обеспечения плавного вращения вала пневмомотора M . В пневмоприводе имеются резервные элементы: редукционный клапан $K2$ и клапанные направляющие пневмораспределители $P4$ и $P5$. Пневмораспределители $P3$ и $P6$ с пневматическим управлением предназначены для автоматического переключения пневмопривода от основной пневмагистрали 1 к резервной 2. Принцип работы пневмопривода заключается в следующем.

Сжатый воздух от пневмагистралей 1 и 2 под давлением p_1 подводится к редукционным клапанам $K1$ и $K2$, а затем под редуцированным давлением p_2 — к направляющим клапанным распределителям $P1$, $P2$, $P4$ и $P5$. Клапаны этих распределителей при отсутствии сигналов управления находятся в исходных позициях, при которых напорные пневмолинии перекрыты. При одновременном включении электромагнитов пневмораспределителей $P1$ и $P4$ их клапаны перемещаются влево. При этом сжатый воздух подводится по пневмолиниям 3 и 4 к пневмораспределителю $P3$, золотник которого под действием силы пружины остается в исходной позиции, так как результирующая сила давления на торцы золотника равна нулю. Поэтому сжатый воздух поступает в рабочие камеры пневмомотора M только от основной пневмагистрали 1. В результате процесса нагнетания вал пневмомотора вращается по часовой стрелке. В результате процесса вытеснения сжатый воздух вытесняется из рабочих камер пневмомотора и далее через распределители $P6$ и $P2$ поступает в атмосферу. Если подвод сжатого воздуха от основной пневмагистрали 1 прекратится, то золотник распределителя $P3$ под действием давления сжатого воздуха, поступающего от резервного распределителя $P4$, переместится влево (сжимая пружину) и соединит рабочие камеры пневмомотора M с напорной пневмолинией 4 аварийной пневмагистрали 2. Для изменения направления вращения вала пневмомотора необходимо выключить электромагниты распределителей $P1$ и $P4$ и включить электромагниты распределителей $P2$ и $P5$.

В газогенераторном пневмоприводе сжатый воздух подается в пневмодвигатель от газогенератора. На рис. 10.10 показана



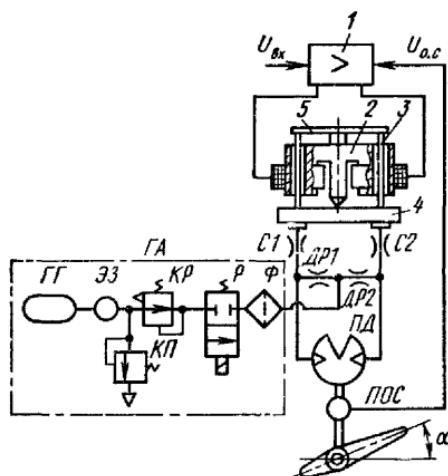


Рис. 10.10. Принципиальная схема газогенераторного следящего пневмопривода поворотного движения

принципиальная схема следящего газогенераторного пневмопривода вращательного движения. Пневмопривод состоит из электронного усилителя 1, электропневматического усилителя ЭПУ мощности, поршневого поворотного пневмодвигателя ПД , потенциометра обратной связи ПОС и источника сжатого газа. ЭПУ состоит из электромеханического

преобразователя ЭМП с Ш-образным сердечником 2 и пневмоусилителя сопло-заслонка. Якорь ЭМП центрируется с помощью проволочных тяг 3, которые одним концом закреплены на якоре, а другим на плоской пружине 5. Заслонка 4 укреплена непосредственно на якоре. Поворотный пневмодвигатель ПД подключен к диагонали пневматического мостика ЭПУ.

Источник сжатого газа состоит из газогенератора ГГ , редукционного пневмоклапана KP , предохранительного пневмоклапана КП , клапанного пневмораспределителя P с электромагнитным управлением и газового фильтра Φ .

Принцип работы следящего пневмопривода заключается в следующем. При подаче электрического сигнала на электрозапал ЭЗ происходит зажигание газогенератора ГГ . Образующий горячий газ под давлением поступает в ЭПУ и, проходя через постоянные дроссели $\text{ДР}1$ и $\text{ДР}2$ и сопла $C1$ и $C2$, выходит в атмосферу. При нулевом положении заслонки 4 вал пневмодвигателя неподвижен. При подаче на вход электронного усилителя входного сигнала в виде напряжения $U_{\text{вх}}$ это напряжение суммируется с напряжением обратной связи $U_{\text{o.c.}}$. Разность токов в катушках ЭМП, обусловленная разностью напряжений $U_{\text{вх}}$ и $U_{\text{o.c.}}$, повернет якорь, а следовательно, и заслонку 4 на некоторый угол ψ относительно нулевого положения. При повороте заслонки изменится сопротивление щелей между заслонкой и соплами, что приведет к изменению давлений в междроссельных каналах и возникновению перепада давлений Δp , под действием которого вал пневмодвигателя повернется на угол α . Изменение положения объекта регулирования приведет к изменению величины сигнала обратной связи $U_{\text{o.c.}}$. Вал пневмодвигателя будет поворачиваться до тех пор, пока сигнал рассогласования не станет равным нулю, т. е. вал пневмодвигателя ПД отслеживает сигнал входного напряжения.

В ряде случаев применяют *комбинированные пневмогидравлические приводы*, в которых одновременно используются преимущества и пневмоприводов, и гидроприводов. Простейшим примером является применение сжатого воздуха для перемещения золотников гидрораспределителей. На рис. 10.11 показана принципиальная схема электропневмогидравлического усилителя (ЭПГУ) мощности. Рассматриваемый усилитель мощности — двухкаскадный. Первый каскад ЭПГУ представляет собой вспомогательный дросселирующий пневмораспределитель $P1$ с управлением от электромагнитов $\mathcal{EM}1$ и $\mathcal{EM}2$. Вторым каскадом ЭПГУ является основной дросселирующий гидрораспределитель $P2$ с управлением от сильфонных пневмоцилиндров $\mathcal{U}1$ и $\mathcal{U}2$, которые подсоединенны пневмолиниями управления к пневмораспределителю $P1$. Принцип работы ЭПГУ заключается в следующем. При подаче электрического сигнала управления на один из электромагнитов $\mathcal{EM}1$ и $\mathcal{EM}2$ золотник пневмораспределителя $P1$ перемещается в ту или иную сторону. При этом сжатый воздух под давлением поступает к одному из двух пневмоцилиндров $\mathcal{U}1$ или $\mathcal{U}2$, благодаря которым и осуществляется требуемое управление основным гидрораспределителем $P2$.

На рис. 10.12 показана принципиальная схема магистрального пневмогидропривода. Привод состоит из направляющего пневмораспределителя P , гидровытеснителей $BT1$ и $BT2$, гидроклапана K (клапан ИЛИ—ИЛИ), гидрозамка $3M$ и гидроцилиндра \mathcal{U} . Пневмораспределитель P подключен к пневмомагистрали I . Пневматические полости G и D гидровытеснителей $BT1$ и $BT2$ подключены к пневмораспределителю P , а их гидравлические полости B и E заполнены рабочей жидкостью. Принцип работы привода заключается в следующем. При расположении золотника распределителя P в исходной позиции пневмолинии подвода сжатого воздуха VH и выхода 1 соединены между собой. При этом в полости G и D гидровытеснителей $BT1$ и $BT2$ создается избыточное давление, которое преодолевает усилия пружин в гидровытеснителях. Поэтому золотники гидровытеснителей $BT1$ и $BT2$ находятся в верхней позиции, перекрывая гидравлические полости B и E . В результате в гидроцилиндре \mathcal{U} не происходит перемещения поршня.

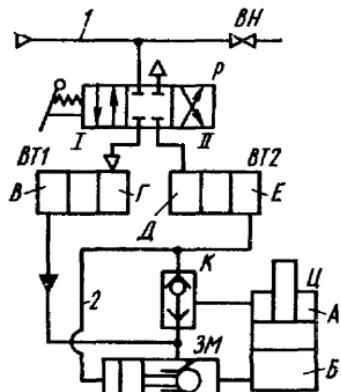
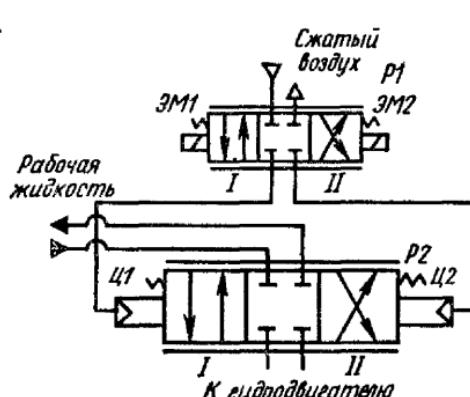


Рис. 10.11. Принципиальная схема двухкаскадного золотникового электропневмогидравлического усилителя мощности

Рис. 10.12. Принципиальная схема магистрального пневмогидропривода поступательного движения

того воздуха в гидровытеснители $BT1$ и $BT2$ перекрыты. При перемещении золотника пневмораспределителя P вправо (позиция I) сжатый воздух подается в гидровытеснитель $BT1$, откуда он вытесняет рабочую жидкость через гидрозамок $3M$ в поршневую полость B и одновременно через клапан K в штоковую полость A цилиндра. Из-за разницы рабочих площадей поршень в этом случае перемещается вверх.

При перемещении золотника пневмораспределителя P влево (позиция II) сжатый воздух поступает в гидровытеснитель $BT2$ и вытесняет из него рабочую жидкость через клапан K в штоковую полость A цилиндра. Одновременно с этим рабочая жидкость от линии 2 поступает в полость управления гидрозамка $3M$, который, соединив поршневую полость B цилиндра $Ц$ с гидровытеснителем $BT1$, дает возможность жидкости вытесниться из этой полости в полость B вытеснителя $BT1$.

МЕТОДЫ ИЗМЕРЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПРИВОДОВ И ПНЕВМОПРИВОДОВ

§ 11.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МЕТОДАХ И СРЕДСТВАХ ИЗМЕРЕНИЙ

Измерением называют нахождение значения физической величины опытным путем с помощью специальных технических средств. Различают прямое и косвенное измерения. При прямом измерении скомое значение физической величины находят непосредственным измерением, например, температуры — термометром, давления — манометром и т. д. При косвенном измерении искомое значение физической величины находят на основании известной зависимости между этой величиной и величинами, подвергаемыми прямым измерениям, например, расход жидкости определяют с помощью тахометрического преобразователя расхода и т. д.

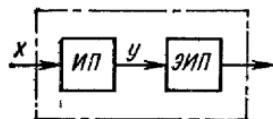
Средством измерения называют техническое средство, используемое при измерениях и имеющее нормированные метрологические свойства. Средства измерений (ГОСТ 16263—70) подразделяют на следующие виды: меры, измерительные приборы, измерительные преобразователи, измерительные установки и системы.

Мерой называют средство измерения, предназначенное для воспроизведения физической величины заданного размера, например, гиря — мера массы, линейка с миллиметровыми делениями — мера длины, измерительная мензурка — мера объема, вместимости и т. д.

Измерительным прибором называют средство измерения, предназначенное для выработки сигнала измерительной информации в форме, доступной для непосредственного восприятия наблюдателем. Измерительные приборы подразделяют на показывающие и регистрирующие. Показывающие измерительные приборы (например, манометры) допускают только отсчитывание показаний, а регистрирующие (самопишущие и печатающие) — регистрацию показаний.

Измерительным преобразователем называют средство измерения, предназначенное для выработки сигнала измерительной информации в форме, удобной для передачи, дальнейшего преобразования, обработки и хранения, но не поддающейся непосредственному восприятию наблюдателем, например, манометрический преобразователь в цепи электрического манометра, преобразователь расхода в цепи электрического расходомера, термопара в цепи термоэлектрического термометра и т. д.

Рис. 11.1. Структурная схема измерительной установки



Измерительной установкой называют совокупность функционально объединенных средств измерений (мер, измерительных приборов, измерительных преобразователей) и вспомогательных устройств, предназначенных для выработки сигналов измерительной информации в форме, удобной для непосредственного восприятия наблюдателем, и расположенных в одном месте. На рис. 11.1 показана структурная схема измерительной установки. Измеряемая неэлектрическая величина X , например давление жидкости, подается на вход измерительного преобразователя (ИП). Выходная электрическая величина Y преобразователя измеряется вторичным электрическим измерительным прибором (ЭИП), например вольтметром.

Все средства измерений должны быть подвержены поверке в соответствии с ГОСТ 8.002—71.

При использовании средств измерения необходимо знать их пределы измерений, цену деления шкалы и абсолютную погрешность. *Цена деления шкалы* — разность значений величин, соответствующих двум соседним отметкам шкалы.

Абсолютная погрешность измерительного прибора — разность между показанием прибора и истинным значением измеряемой величины.

Классом точности средства измерения называют обобщенную характеристику средства измерений, определяемую пределами допускаемых основных и дополнительных погрешностей. Класс точности средств измерений характеризует их свойства в отношении точности, но не является непосредственным показателем точности измерений, выполняемых с помощью этих средств. Класс точности измерительного прибора определяется допустимой погрешностью измерения в процентах от конечного значения шкалы по следующей формуле:

$$R = \frac{\Delta}{N} \cdot 100, \quad (11.1)$$

где Δ — наибольшая допустимая погрешность измерения; N — конечное значение шкалы показывающего измерительного прибора.

Установлены три группы точности измерений параметров испытуемых гидравлических устройств (табл. 11.1). Группы точности измерений указывают в ТУ на изделия.

Большое значение в проведении измерений отводится правильному выбору метода измерений. *Методом измерений* называют совокупность приемов использования принципов и средств измерений. Применяют два метода измерений: непосредственной оценки и сравнения с мерой. В практике измерений параметров

Таблица 11.1

Параметр	Допустимая погрешность измерения, %, для группы точности		
	1	2	3
Давление	±0,6	±1,5	±2,5
Расход жидкости	±0,5	±1,0	±2,0
Температура	±0,5	±1,0	±2,0
Время	±0,2	±0,5	±1,0
Сила (момент силы)	±0,5	±1,5	±3,0

гидроприводов и пневмоприводов наибольшее распространение получил метод непосредственной оценки, при котором значение величины определяют непосредственно по отсчетному устройству измерительного прибора, например, измерение давления рабочей среды трубчато-пружинным манометром.

Требования к средствам и методам измерений при испытаниях конкретных изделий указывают в технических условиях (ТУ) на изделие. Для каждого метода измерения в ТУ должны быть установлены: средства измерения, порядок подготовки к измерениям, проведения измерений и обработки результатов. В перечне средств измерений указывают конкретные виды измерительных устройств и их классы точности с указанием технических условий на средства измерения. В технических условиях при необходимости приводят схемы измерительных установок, их описание, указывают последовательность проводимых операций, а также порядок ведения записей. Тут же приводят указания по мерам безопасности при измерениях. При изложении требований к обработке результатов измерений приводят расчетные формулы, указывают точность вычислений и степень округления полученных данных.

Методы измерения основных параметров гидроприводов и пневмоприводов устанавливают соответственно ГОСТ 17108—79 и ГОСТ 19862—74.

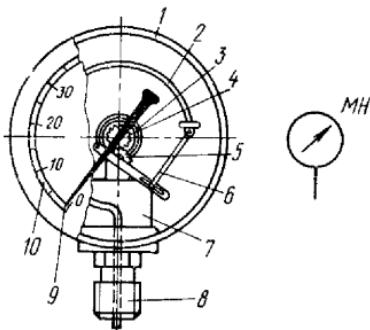
При испытаниях приводов измеряют, как правило, давление, расход и температуру рабочих сред, а также частоту вращения и крутящие моменты.

§ 11.2. ИЗМЕРЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ РАБОЧИХ СРЕД

Измерительные приборы или измерительные установки, предназначенные для измерения давления, называют *манометрами* (ГОСТ 8.271—77). Давление рабочих сред приводов измеряют деформационными, электрическими и жидкостными манометрами.

Деформационные манометры подразделяют на трубчато-пружинные, мембранные и сильфонные. Принцип действия деформационного манометра основан на зависимости деформации чувстви-

Рис. 11.2. Трубчато-пружинный манометр



тельного элемента или развиваемой им силы от измеряемого давления. На рис. 11.2 показан трубчато-пружинный манометр, в котором чувствительным элементом является трубчатая пружина 2 с овальным поперечным сечением. Пружина открытым концом жестко соединена с держателем 7, укрепленным в цилиндрическом корпусе 1 манометра. Держатель имеет штуцер 8, предназначенный для соединения манометра с линией гидросети или пневмосети. Свободный конец трубчатой пружины закрыт пробкой с шарнирной осью и запаян. При помощи тяги 6 он связан с передаточным механизмом, состоящим из зубчатого сектора 5, находящегося в зацеплении с зубчатым колесом (трибкой) 4. Рядом с зубчатым колесом расположена спиральная пружина (волосок) 3, один конец которой соединен с зубчатым колесом, а другой закреплен неподвижно на стойке, поддерживающей передаточный механизм. Волосок постоянно прижимает зубчатое колесо к одной стороне зубцов сектора 5, благодаря чему устраивается мертвый ход в зубчатом зацеплении передаточного механизма. Отсчетное устройство манометра состоит из шкалы 10 и стрелки 9.

Принцип действия трубчато-пружинного манометра заключается в следующем. При подводе к штуцеру манометра рабочей среды под давлением в результате деформации стенок трубчатой пружины ее свободный конец перемещается пропорционально давлению. Это перемещение при помощи тяги и передаточного механизма передается стрелке. Таким образом, выходным сигналом манометра является показание, отсчитываемое по шкале. Чем больше измеряемое давление рабочей среды, тем большее отклонение стрелки от нулевой отметки шкалы. После снятия входного сигнала — давления рабочей среды — стрелка манометра под действием силы трубчатой пружины возвращается к нулевой отметке шкалы.

По своему назначению трубчато-пружинные манометры подразделяют на промышленные (общего назначения) и образцовые. Трубчато-пружинные манометры общего назначения изготавливают следующих классов точности: 0,4; 0,6; 1,0; 1,5; 1,5; 4,0. Манометры, предназначенные для поверки манометров общего назначения и проведения особо точных измерений давления, называют образцовыми. Они имеют следующие классы точности: 0,16; 0,25; 0,4 [1].

Манометры подбирают по максимальному измеряемому давлению таким образом, чтобы рабочий предел измерения давления

был равен $\frac{3}{4}$ верхнего предела измерений при постоянном давлении и не менее $\frac{2}{3}$ верхнего предела при переменном давлении измеряемой среды.

Электрические манометры являются измерительными установками (см. рис. 11.1), состоящими из измерительного преобразователя давления (*ИП*) и вторичных электрических измерительных приборов (*ЭИП*). По принципу действия электрические манометры подразделяют на манометры сопротивления, пьезоэлектрические, тензометрические и др. Принцип действия *манометра сопротивления* основан на зависимости электрического сопротивления чувствительного элемента преобразователя от измеряемого давления.

На рис. 11.3 показан измерительный преобразователь давления (манометрический датчик) типа МД. Первичным преобразующим элементом преобразователя давления (*ПД*) является гофрированная мембрана 2, установленная в стальном корпусе 1 с крышкой 4. Для предохранения мембранны от разрушения при повышенном давлении в корпусе установлен профилированный упор 3 из легкоплавкого сплава. Корпус 1 имеет штуцер для подсоединения преобразователя к линии гидро- или пневмосети. При наличии пульсации измеряемого давления в штуцере корпуса устанавливают демпфер. Промежуточным преобразующим элементом является передаточный механизм, состоящий из штока 6 с рычагом 7, плоской пружины 9 и рычага 8 ползунка. Рычаг 8 закреплен шарнирно на стойке 5 и соединен с рычагом 7. Нижний конец штока 6 поджимается к мемbrane 2 плоской пружиной 9. Переходящим преобразующим элементом *ПД* является потенциометрический преобразователь 12, включенный по схеме делителя элек-трического напряжения. Ползунок 11 потенциометра закреплен на рычаге 8. *ПД* сверху закрыт герметичным кожухом 10, который имеет штепсельный разъем, предназначенный для подсоединения преобразователя давления к питающей сети постоянного тока (напряжение 6 В) и вторичному измерительному прибору (вольтметру, амперметру).

Принцип действия *ПД* заключается в следующем. При подводе в камеру A рабочей среды под действием давления мембрана деформируется. Линейная осевая деформация передается на шток 6, который поворачивает рычаг 8. Ползунок 11 перемещается по потенциометру 12, т. е. каждому значению измеряемого давления соответствует определенное положение скользящего ползуна от-

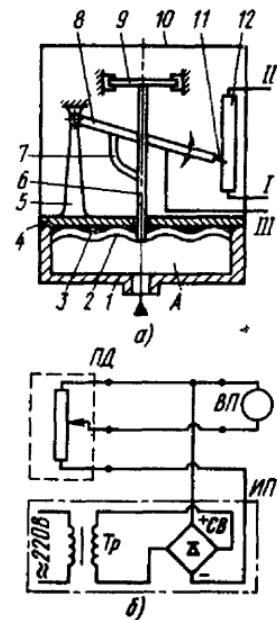
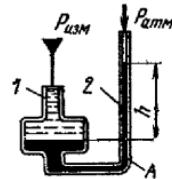


Рис. 11.3. Манометр сопротивления:
а — конструкция; б — электрическая схема

Рис. 11.4, V-образный манометр



носительно потенциометра, а следовательно, и выходное относительное сопротивление. Если полное сопротивление потенциометра соответствует верхнему пределу измерения, то по измеренному значению выходного электрического сопротивления можно определить измеряемое давление

$$p = p_{\text{в. пр}} \frac{R_{\text{вых}}}{R_{\text{общ}}}, \quad (11.2)$$

где $p_{\text{в. пр}}$ — верхний предел измерения давления данного преобразователя давления; $R_{\text{вых}}$ — выходное электрическое сопротивление; $R_{\text{общ}}$ — полное сопротивление потенциометра.

На рис. 11.3, б показана электрическая схема манометра сопротивления, состоящая из преобразователя давления (ΠD), вторичного измерительного прибора ($BП$) и источника питания ($ИП$). Источником питания является сетевой выпрямитель типа СВ-4, состоящий из трансформатора (TP) и силового выпрямителя (CB). Источник питания подключается к сети переменного тока напряжением 127 и 220 В и дает постоянный ток напряжения 6 В.

Жидкостные манометры применяют в лабораторных условиях для измерения небольших давлений. Принцип действия жидкостных манометров основан на уравновешивании измеряемого давления или разности давлений рабочей среды давлением столба жидкости.

Одним из видов жидкостных манометров является *U-образный манометр* (рис. 11.4), состоящий из двух стеклянных сообщающихся трубок 1 и 2. Эти трубки заполняются уравновешивающей жидкостью A , например ртутью. Трубка 1 сообщается с измеряемой средой ($p_{\text{изм}}$), а трубка 2 — с атмосферой ($p_{\text{атм}}$). При включении манометра измеряемое давление уравновешивается столбом жидкости высотой h , отсчитываемой по двум уровням трубок. Измеряемое давление определяется по формуле

$$p_{\text{изм}} = h\rho g, \quad (11.3)$$

где h — высота столба уравновешивающей жидкости, м; ρ — плотность уравновешивающей жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$; g — ускорение свободного падения тела, $\text{м}/\text{с}^2$.

§ 11.3. ИЗМЕРЕНИЕ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ

Частоту вращения валов насосов и гидромоторов измеряют тахометрами.

Тахометры по принципу действия подразделяют на центробежные, электрические и др. (ГОСТ 18303—72). Принцип действия *центробежного тахометра* (ЦТ) основан на использовании зави-

Рис. 11.5. Центробежный тахометр

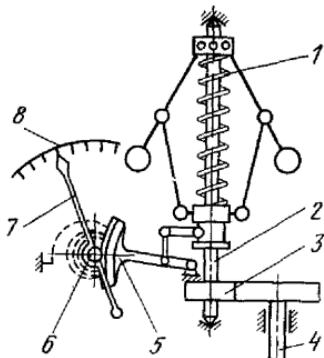
сности центробежной силы, возникающей при вращении тела, от измеряемой частоты вращения. Центробежный тахометр (рис. 11.5) состоит из следующих основных частей и элементов: центробежного регулятора 1, оси 2, механического редуктора 3, приводного вала 4, передаточного механизма (рычага, зубчатого сектора 5, зубчатого колеса 6) и отсчетного устройства (стрелки 7 и шкалы 8). Принцип действия ЦТ заключается в следующем.

При подсоединении вала 4 тахометра к вращающемуся валу гидромашины грузы и нижняя подвижная муфта центробежного регулятора изменяют свое положение относительно оси 2. Чем больше измеряемая частота вращения, тем больше центробежные силы и выше поднимается муфта регулятора 1. Перемещение муфты вызывает с помощью передаточного механизма вращение показывающей стрелки 7. На погрешности измерения ЦТ, достигающие 1—8%, влияют изменение упругих свойств пружины при эксплуатации, а также температура на деформацию металлических деталей конструкции.

Применяют контактные (ручные) центробежные тахометры типа 40—10 с пятью поддиапазонами: 25—100, 75—300, 250—1000, 750—3000 и 2500—10 000 об/мин.

Электрические тахометры состоят из тахометрического преобразователя и вторичного электрического измерительного прибора (счетчика импульсов, частотомера и т. д.). Тахометрическим преобразователем называют измерительный преобразователь, предназначенный для выработки сигнала измерительной информации, являющегося функцией измеряемой частоты вращения. На рис. 11.6, а показана схема подсоединения электрического тахометра к валу гидромотора *M*. Вал гидромотора соединен с тахометрическим преобразователем *ТП*, который в свою очередь соединен линией связи со счетчиком импульсов *СИ*. Тахометрическими преобразователями могут быть контактные преобразователи импульсов (ПИ), бесконтактные фотоэлектрические преобразователи импульсов, а также тахогенераторы.

Контактный преобразователь импульсов (рис. 11.6, б) состоит из диска 1, жестко закрепленного на валу испытуемой гидромашины, и внешних контактов 2 и 3, расположенных с разных сторон диска. Контакты включены в схему с внешним источником питания и счетчиком импульсов. Диск выполнен из изоляционного материала и имеет металлический проводник 4. При вращении диска за один оборот происходит замыкание контактов 2 и 3 на участке проводника 4. Таким образом возникают импульсы электрического тока, частота следования которых пропорциональна



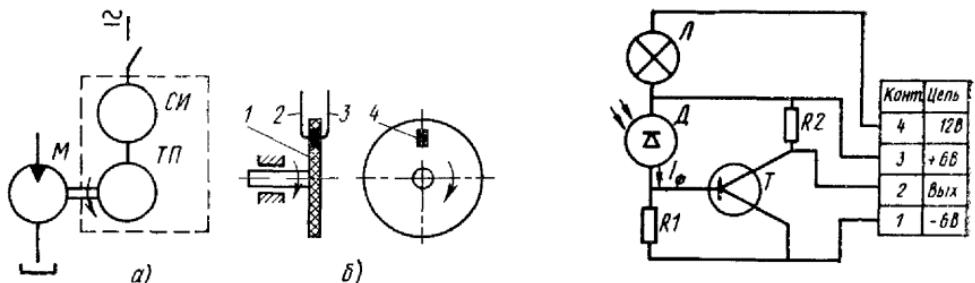


Рис. 11.6. Контактный электрический тахометрический преобразователь:
а — схема подключения; б — принцип действия

Рис. 11.7. Электрическая схема фотоэлектрического тахометрического преобразователя

частоте вращения. В комплект тахометра кроме рассматриваемого преобразователя импульсов входят счетчик импульсов типа СБ-1М и электрический секундомер типа ПВ-52.

На рис. 11.7 показана электрическая схема фотоэлектрического преобразователя импульсов, входящего в состав цифрового автоматического тахометра типа ЦАТ-2М. Преобразователь состоит из следующих основных элементов: источника светового потока — лампы накаливания L , чувствительного элемента — фотодиода D и формирователя — транзистора T . Фотодиод включен в схему с внешним источником питания, напряжение которого (6 В) прикладывается к переходу в запирающем направлении. В комплект преобразователя входит металлический диск (шторка) с рядом отверстий для прохождения светового потока. Преобразователь располагают на кронштейне таким образом, чтобы диск находился между лампой L и фотодиодом D (по аналогии с рис. 11.6). Принцип действия фотоэлектрического преобразователя заключается в следующем. Сфокусированный световой поток от лампы L направляется на вращающийся диск. Пока нет отверстий, то сопротивление затемненного фотодиода D велико и ток I_{ϕ} почти равен нулю. В этом случае импульс отсутствует. При попадании светового потока на фотодиод через отверстия диска сопротивление фотодиода уменьшается и появляется ток I_{ϕ} , который подается на транзистор T , где он уменьшается и формируется в прямоугольные импульсы. Электрические импульсы с выхода преобразователя подаются на вход электронного цифрового частотомера (например, типа ЦАТ-2М), который регистрирует на цифровом табло число этих импульсов за фиксированный интервал времени.

§ 11.4. ИЗМЕРЕНИЕ РАСХОДА РАБОЧИХ СРЕД

Для измерения расхода рабочей среды в гидроприводах и пневмоприводах широко применяют тахометрические и электромагнитные преобразователи расхода (ГОСТ 18083—72).

Тахометрическим преобразователем расхода называют измерительный преобразователь, в котором частота вращения рабочего элемента, взаимодействующего с потоком рабочей жидкости или газа, пропорциональна объемному расходу. Тахометрические преобразователи по конструкции подразделяют на турбинные, шариковые и камерные. Чаще всего применяют камерные преобразователи расхода, в которых рабочие элементы отсекают порции жидкости или газа. Промышленность специальных камерных преобразователей не выпускает, поэтому вместо них на практике используют тарированные гидромоторы (см. рис. 11.6, а). Расход рабочей жидкости Q , $\text{м}^3/\text{с}$, определяют по формуле (4.1).

Электромагнитным преобразователем расхода называют измерительный преобразователь, в котором электромагнитная индукция вызывает электродвижущую силу (ЭДС), пропорциональную объемному расходу жидкости. На рис. 11.8 показан электромагнитный преобразователь расхода. В корпусе 1 преобразователя, выполненном в виде трубы, установлена турбина 2 на двух подшипниках. Лопасти турбины изготовлены из магнитопроводящего материала. На корпусе 1 снаружи укреплен постоянный электромагнит 3 с электрическими обмотками. Принцип действия электромагнитного преобразователя расхода заключается в следующем. Под действием потока рабочей жидкости лопасти турбины при ее вращении пересекают магнитное поле и периодически изменяют его напряженность. Вследствие этого в катушке электромагнита возникает ЭДС, импульсный сигнал которой передается на частотомер, показания которого пропорциональны объемному расходу жидкости.

На рис. 11.9 показан расходомер с сужающим устройством. Расходомер состоит из патрубков 1 и 3, между которыми установлено сужающее устройство, выполненное в виде расходомерного сопла 2. Для соединения патрубки имеют фланцы. Сужающее устройство служит для местного сжатия потока среды и является первичным преобразователем, а измерительными приборами являются манометры MH_1 и MH_2 , предназначенные для измерения перепада давлений протекающей среды до и после сужающего устройства. Принцип действия сужающего устройства состоит в том, что в результате сужения сечения потока измеряемой рабочей среды образуется перепад давлений, зависящий от расхода, определяемого по формуле (4.1).

Чем больше перепад давлений, тем больше расход рабочей среды. Вместо манометров MH_1 и MH_2 применяют промышленные дифференциальные манометры с электронной дистанционной передачей показаний.

Ротаметры относятся к расходомерам постоянного перепада давлений. На рис. 11.10 показан ротаметр, состоящий из стеклянной или металлической конусной трубы 1, внутри которой размещен цилиндрический поплавок 2. Ротаметр устанавливают в вертикальных трубопроводах с восходящим потоком измеряемой

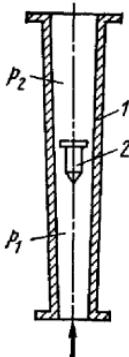
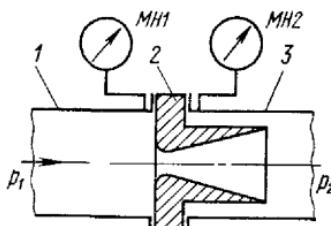
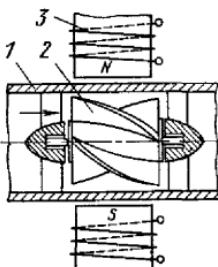


Рис. 11.8. Электромагнитный преобразователь расхода

Рис. 11.9. Расходомер с сужающимся устройством

Рис. 11.10. Ротаметр

рабочей среды. Принцип действия ротаметра заключается в следующем. Протекающая через ротаметр рабочая среда входит снизу в конусную трубку 1, приподнимает в зависимости от расхода на соответствующую высоту поплавок 2 и, пройдя через кольцевой зазор между поплавком и трубкой, выходит из ротаметра. Таким образом, при любом расходе рабочей среды снизу на поплавок действует сила от перепада давлений, появляющегося в результате сужения потока в кольцевом зазоре, которая уравновешивается весом поплавка.

В состоянии равновесия

$$G = (p_1 - p_2) S_{\pi}, \quad (11.4)$$

где G — вес поплавка, Н; p_1 и p_2 — давление рабочей среды до и после поплавка, Па; S_{π} — площадь поплавка, м².

Промышленные ротаметры с дифференциально-трансформаторными преобразователями применяют в комплекте с вторичными автоматическими приборами типов КСД3, КСД2 и др.

Косвенное измерение объемного расхода рабочей среды заключается в измерении объема рабочей жидкости с помощью *мерного сосуда* и времени заполнения объема мерного сосуда. Объемный расход жидкости Q в этом случае определяют по формуле (1.3).

§ 11.5. ИЗМЕРЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ РАБОЧИХ СРЕД

Температуру рабочей среды в гидро- и пневмоприводах определяют термометрами. *Термометром* называют средство измерений (совокупность средств измерений), предназначенное для выработки сигнала температурной информации в форме, удобной для непосредственного восприятия наблюдателем, автоматической обработки, передачи и использования в автоматических системах

управления. Термометры по принципу действия подразделяют на термометры расширения, сопротивления и термоэлектрические (ГОСТ 13417—76).

В термометрах расширения используется зависимость изменения объема термометрического вещества от температуры. Термометры расширения подразделяют на жидкостные и манометрические. В зависимости от применяемой термометрической жидкости различают ртутные, спиртовые и другие термометры.

На рис. 11.11, а показан стеклянный ртутный технический термометр, который состоит из резервуара 1, капиллярной трубы 2, циферблата 3 со шкалой и наружной стеклянной оболочки 4. Принцип действия жидкостного термометра основан на использовании теплового расширения термометрических жидкостей. Температуру отсчитывают по высоте уровня в капиллярной трубке.

На рис. 11.11, б показан манометрический термометр, состоящий из термобаллона 1, погруженного в измеряемую рабочую среду, манометрической трубчатой пружины 5, воздействующей при помощи тяги 6 на стрелку 4, и капилляра 3, соединяющего пружину с термобаллоном. Штуцер 2 предназначен для установки термобаллона в баках и других устройствах. Термосистема термометра заполнена термометрическим веществом (чаще жидкостью). Принцип действия манометрического термометра основан на использовании зависимости давления вещества от температуры при постоянном объеме. При нагреве термобаллона повышается давление термометрической жидкости. Под действием давления этой жидкости происходит раскручивание трубчатой пружины до тех пор, пока действующее

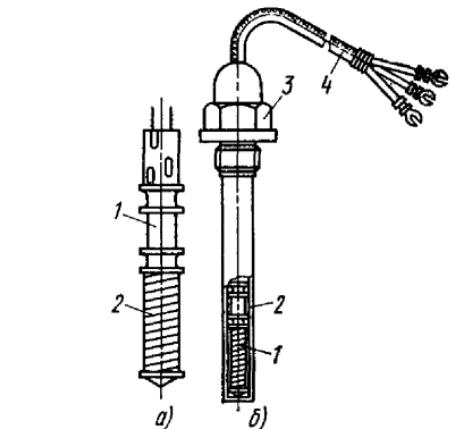
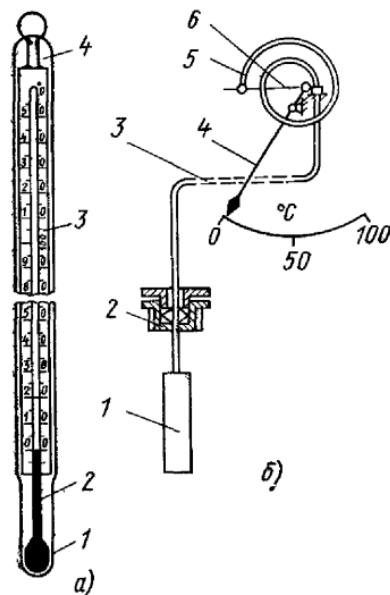


Рис. 11.11. Термометры:

а — расширения; б — манометрический

Рис. 11.12. Термопреобразователь сопротивления:

а — чувствительный элемент; б — внешний вид

усиление не уравновесится силой пружины, возникающей при ее деформации. Перемещение подвижного конца трубчатой пружины через тягу 6 вызывает пропорциональное перемещение стрелки 4.

Термометр сопротивления является измерительной установкой, состоящей из термопреобразователя, источника электрического тока и вторичного прибора. На рис. 11.12, а показана конструкция чувствительного элемента термопреобразователя, состоящего из цилиндрической пластмассовой колодки 1, на которую намотана спираль 2 из тонкой медной проволоки. Чувствительный элемент помещают в тонкостенную гильзу, а затем — во внешний защитный чехол. На рис. 11.12, б показан внешний вид медного термопреобразователя, состоящего из чувствительного элемента 1, защитной арматуры 2, подвижного штуцера 3 и кабельного вывода 4. Принцип действия *термопреобразователя* основан на использовании зависимости электрического сопротивления чувствительного элемента от температуры. С увеличением температуры сопротивление чувствительного элемента увеличивается. Для измерения сопротивления термопреобразователя применяют следующие вторичные электрические приборы: автоматические измерительные мосты или магнитоэлектрические логометры.

Принцип действия *термоэлектрических термометров* основан на свойстве металлов и сплавов создавать термоэлектродвигущую силу (термо-ЭДС), зависящую от температур t_1 и t_2 , места соединения (спая) концов двух разнородных проводников A и B (термоэлектродов), образующих чувствительный элемент термоэлектрического преобразователя — термопару 1 (рис. 11.13, а). Спай 1, погруженный в измеряемую среду, называется рабочим концом

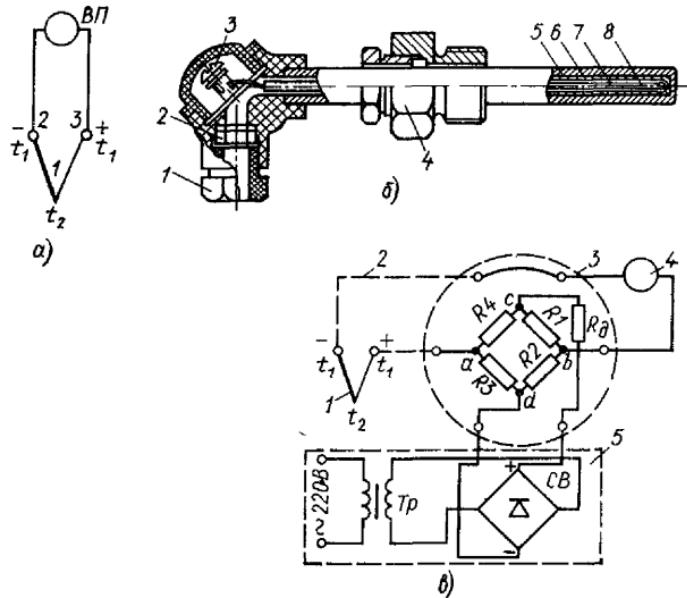


Рис. 11.13. Термоэлектрический термометр:
а — схема; б — конструкция; в — электрическая схема

преобразователя, а спаи 2 и 3 — свободными концами. В качестве вторичных приборов (ВП), работающих с термоэлектрическими преобразователями, применяют магнитоэлектрические милливольтметры и потенциометры.

Конструктивно термопреобразователь (рис. 11.13, б) выполнен следующим образом: термоэлектроды 8 из хромеля и копеля впаяны серебряным припоем в латунный наконечник 6 и изолированы по длине двухканальными керамическими трубками 7. Латунный наконечник 6 вставлен в защитную арматуру 5 до упора в дно. Свободные концы термоэлектродов подсоединенены к зажимам 3 контактной колодки, находящейся в корпусе 2 головки. Для ввода в головку внешних соединений проводов предназначен штуцер 1. Термопреобразователь крепится в корпусе изделия с помощью передвижного штуцера 4.

Термоэлектрический преобразователь 1 (рис. 11.13, в) соединен с компенсационной коробкой 3 при помощи удлиняющих проводов 2. Компенсационная коробка типа КТ-54 собрана по схеме неуравновешенного моста, постоянными плечами которого являются резисторы R_1 — R_3 , а переменным — резистор R_4 . Добавочный резистор R_d предназначен для ограничения тока, потребляемого мостом. Термоэлектрический преобразователь 1 и вторичный прибор 4 включены последовательно в диагональ моста ab , а источник питания 5 и добавочный резистор R_d — в диагональ cd . Источником питания является сетевой выпрямитель типа СВ-4, состоящий из трансформатора Tr и силового выпрямителя (СВ). Источник питания подключается к сети переменного тока напряжением 127 или 220 В и дает постоянный ток напряжением 4 В.

Термоэлектрические термометры применяют в зависимости от используемых металлов термоэлектродов для измерения температур в диапазоне измерений от 200 до 600 и от 300 до 1600 °C.

§ 11.6. ИЗМЕРЕНИЕ КРУТИЩЕГО МОМЕНТА

Крутящий момент на валах гидромашин измеряют балансирными динамометрами или торсионетрами. Наибольшее распространение получили балансирные динамометры, которые подразделяют по принципу создания реактивного момента: электрические, тормозные, гидравлические, механические. Динамометры (ДМ) устанавливают между двигателем и гидромашиной. Для

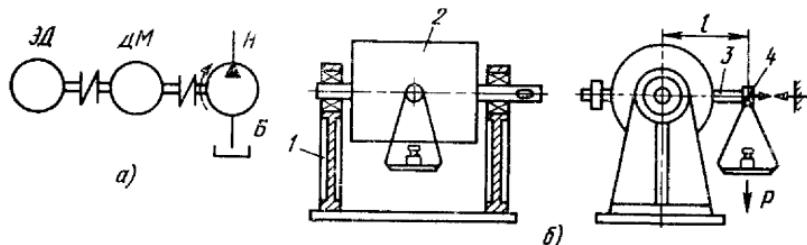
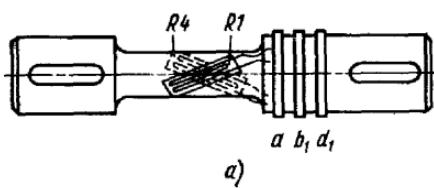
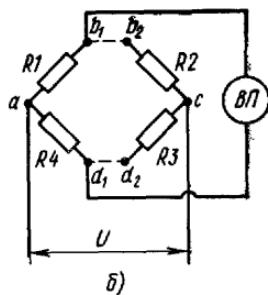


Рис. 11.14. Балансирный электродвигатель с весовым устройством



а)



б)

Рис. 11.15. Тензометрический торсиометр с омическим преобразователем:
а — конструкция; б — электрическая схема

измерения среднего значения крутящего момента на ведущем валу насоса H (рис. 11.14, а) при испытаниях в установившемся режиме применяют специальные приводящие электродвигатели ЭД в балансируемом исполнении с весовым устройством. На рис. 11.14, б показан балансируемый электродвигатель 2, корпус которого выведен на опорных подшипниках стойки 1. К корпусу электродвигателя жестко присоединен рычаг 3 с весовым устройством 4. При испытаниях насоса измеряют усилие P на плече 1. Крутящий момент, Н·м, определяют по формуле

$$M_{\text{кр}} = (P - P_x) l, \quad (11.5)$$

где P — сила, действующая на плече, при испытании, Н; P_x — сила, действующая на плече l при холостой работе электродвигателя без насоса, Н; l — длина плеча, м.

Принцип действия вращающегося *тензометрического торсиометра с омическим преобразователем* (рис. 11.15, а) состоит в нарушении равновесия электрического моста (рис. 11.15, б). В состав моста входят два постоянных резистора R_2 и R_3 и два тензорезистора R_1 и R_4 . Тензорезисторы представляют собой проволочные или фольговые пластины, наклеиваемые взаимно перпендикулярно под углом 45° к образующей упругой деформируемой части торсиометра. При скручивании (деформация кручения) торсиометра происходит деформация тензорезисторов, в результате чего изменяется сопротивление плечей моста. Электрическое питание U и съем сигнала ВП производится с помощью колышевых токоприемников a , b_1 , d_1 , что снижает надежность преобразователя.

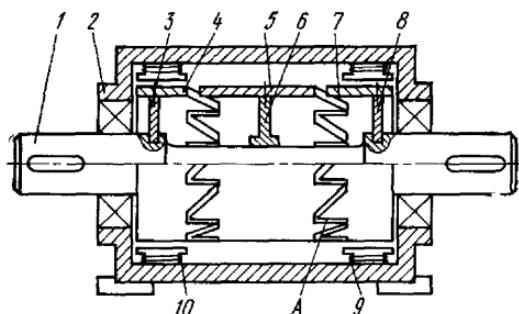


Рис. 11.16. Тензометрический торсиометр с магнитоупругим преобразователем

Вращающийся тензометрический торсиометр с магнитоупругим преобразователем позволяет измерять крутящий момент без помех от кольцевых токоприемников. Конструктивно торсиометр с магнитоупругим преобразователем состоит из ротора и статора. Ротор представляет собой вал 1, на котором установлены диски 3, 6 и 8 из немагнитного материала (рис. 11.16). На дисках закреплены магнитопроводящие кольца 4, 5 и 7 с профильными зубцами. Зубцы смежных колец установлены так, что при ненагруженном роторе (отсутствует крутящий момент) между зубцами имеются одинаковые воздушные зазоры A. Корпус 2 преобразователя выполнен из немагнитного материала. Над крайними кольцами ротора расположены электрические катушки 9 и 10. Работа торсиометра с магнитоупругим преобразователем основана на принципе изменения магнитопроводимости ротора. При закрутке (деформации) вала ротора диски один относительно другого поворачиваются, изменяется воздушный зазор A между кольцами, а следовательно, и магнитопроводность кольцевой части ротора. При этом изменяются индуктивные сопротивления катушек и нарушается равновесие моста измерительного устройства. Такие торсиометры очень удобны в работе, обеспечивают достаточную точность (1,0—1,5%) измерения крутящего момента и позволяют измерять переменный крутящий момент.

ИСПЫТАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ГИДРОПРИВОДОВ И ПНЕВМОПРИВОДОВ

§ 12.1. ТРЕБОВАНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ К ИСПЫТАНИЯМ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ПРИВОДОВ

Общие требования безопасности к производственным процессам устанавливает ГОСТ 12.3.002—75.

Под производственным процессом понимают совокупность всех действий людей и орудий производства, необходимых на данном предприятии для изготовления или ремонта выпускаемых изделий. Безопасность производственных процессов должна обеспечиваться выбором технологических процессов, приемов, режимов работы и порядка технического обслуживания производственного оборудования; выбором производственных помещений и площадок; выбором и размещением производственного оборудования; организацией рабочих мест; механизацией ручного труда; выбором способов хранения и транспортирования исходных материалов и готовых изделий; профессиональным отбором и обучением работающих; включением требований безопасности в нормативно-технические документы и технологическую документацию.

При проектировании технологических процессов должно быть предусмотрено безопасное выполнение работ путем комплексной механизации и автоматизации процессов и применения дистанционного управления; установки ограждений опасных зон производства работ и знаков безопасности; размещения людей и оборудования в процессе производства на расстояниях, безопасных для работы; устранения возможности непосредственного контакта работающих с материалами, оказывающими вредное действие (например, с рабочими жидкостями); применения средств комплексной защиты работающих (систем вентиляции, защитных заземлений, глушителей шума и т. п.).

Производственные помещения — испытательные цехи и участки по объемно-планировочным решениям — должны соответствовать требованиям строительных и санитарных норм и правил проектирования промышленных предприятий, утвержденных Госстроем СССР. При размещении оборудования в производственных помещениях следует обеспечить удобство технического обслуживания и безопасную эвакуацию людей при пожаре и аварийной ситуации. Помещения должны быть оснащены средствами противопожарной техники. Содержание паров минеральных масел в воздухе рабочей зоны не должно превышать установленных предельно допустимых концентраций (ПДК) — 5 мг/м³ (ГОСТ 12.1.005—76).

К работе с приводами допускаются лица не моложе 18 лет, обученные безопасным методам труда. Обслуживающий персонал должен знать назначение и содержание выполняемой операции; устройство и назначение обслуживаемого оборудования, ограждений и предохранительных приспособлений, обеспечивающих безопасность его эксплуатации; возможные опасные и вредные производственные факторы, характерные для выполняемой работы, способы и приемы безопасного выполнения операций, правила пожарной безопасности, способы оказания первой помощи пострадавшим при несчастных случаях.

Все рабочие, служащие и инженерно-технические работники должны пройти следующий инструктаж по безопасности труда и пожарной безопасности; вводный — при поступлении на работу, первичный — на рабочем месте, повторный — не реже одного раза в три месяца, внеплановый — при изменении технологического процесса, при нарушениях требований безопасности и несчастных случаях. Проведение инструктажа регистрируют в специальном журнале.

Ежедневный контроль за состоянием безопасности труда в бригадах осуществляют мастера совместно с общественными инспекторами по безопасности. В цехах безопасность труда контролируют начальники цехов (смен) совместно с инженерами по технике безопасности не реже одного раза в неделю. Административный контроль за безопасностью труда на предприятии проводится под руководством главного инженера не реже одного раза в месяц.

При контроле безопасности труда, производственной санитарии и пожарной безопасности проверяют состояние рабочих мест, наличие документации по безопасности труда и эксплуатации, исправность оборудования, наличие и исправность средств защиты, концентрацию вредных веществ и шумы в рабочих зонах и т. д.

Общие требования безопасности к испытаниям и эксплуатации гидро- и пневмоприводов устанавливают ГОСТ 16028—70 и ГОСТ 12.3.001—73.

Перед пробным пуском приводов и их элементов необходимо произвести внешний осмотр оборудования и проверить состояние рабочих мест, разъемов, крышек, пробок и трубопроводов; затяжку гаек и других крепежных деталей; наличие предусмотренных ограждений и состояние их закреплений; уровень рабочей жидкости в гидробаках; исправность измерительных и сигнальных приборов; исправность стопорения всех регулировочных элементов. Все обнаруженные неисправности должны быть устранены. После этого следует освободить рабочие места приводов от инструментов, приспособлений и посторонних предметов, предупредить эксплуатационный персонал о предстоящем пуске приводов и при необходимости вывесить предупреждающие знаки безопасности.

Пробный пуск приводов начинают на холостом режиме (без нагрузки), а затем опробуют работу приводов на различных режи-

макс. При обнаружении неисправностей в период пробного пуска работы должны быть немедленно прекращены и привод выключен.

Работа приводов в режимах с параметрами, превышающими значения, установленные инструкциями по эксплуатации, запрещается.

Испытание элементов и приводов на прочность должно проводиться рабочей жидкостью на испытательных стендах, размещенных в отдельных бронированных камерах или оборудованных специальными щитами. Испытания на сжатом газе должны проводиться с учетом «Правил устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением» Госгортехнадзора СССР.

Уровни шума, создаваемого приводами на рабочих местах, не должны превышать 85 дБ. С целью снижения уровня шума помещения испытательных участков должны быть оснащены специальными устройствами (звукопоглощающими и звукоизолирующими облицовками, кожухами на агрегатах и т. п.).

На рабочих местах необходимо выполнять следующий противопожарный режим: промасленные тряпки, ветошь и другие обтироочные материалы следует содержать в металлических ящиках с плотно закрывающимися крышками; легковоспламеняющиеся жидкости, необходимые для нужд производства, хранить в металлических бидонах с плотно закрывающимися крышками и в количестве не более суточной потребности; все работы, связанные с применением открытого огня, например сварочные работы, выполнять только с разрешения начальника испытательного участка и обязательно в присутствии представителя пожарной охраны предприятия; курить на рабочих местах запрещается (на видном месте должны быть вывешены запрещающие знаки безопасности «Курить запрещается»). Обслуживающий персонал должен пользоваться средствами защиты. При выполнении работ по техническому обслуживанию приводов следует применять ограждения, знаки безопасности (ГОСТ 12.4.026—76), специальную одежду (костюмы, ботинки и т. п.), наушники и другие средства защиты.

§ 12.2. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ИСПЫТАНИЯХ

Завершающим этапом процесса изготовления изделий является контроль их качества и предъявление готовых изделий основному потребителю (представителю заказчика). Правила приемки гидроприводов общего применения и устройств, входящих в их состав, указаны в ГОСТ 22976—78, а правила приемки конкретных устройств — в технических условиях (ТУ) на изделие. Правилами приемки определены порядок и условия предъявления и приемки изделий, размер предъявляемых партий, виды контроля и испытаний. По каждой категории испытания в правилах приемки изделий указаны сроки (периодичность) их проведения, число контролируемых образцов, а также контролируемые параметры и по-

следовательность, в которой эти параметры проверяются. Испытания изделий проводят по программам, в которых указаны вид, состав и условия испытаний, последовательность и методика испытаний, а также порядок обработки результатов испытаний. В требованиях к условиям испытаний даны периодичность контроля вязкости и чистоты рабочей жидкости, допускаемые отклонения температуры окружающей среды и рабочей жидкости, а также другие параметры. В программах испытаний приведены расчетные формулы, указаны точность вычислений и степень округления полученных данных, перечислены графики функциональных зависимостей параметров изделий, которые должны быть построены по результатам испытаний, указаны формы журналов испытаний, отчетов по испытаниям и актов испытаний. Результаты испытаний оформляют в соответствии с ГОСТ 15.001—73. В методике испытаний указаны продолжительность и режимы испытаний, виды измерительных устройств и их классы точности, а также методы и способы измерений конкретных параметров.

В зависимости от назначения испытания изделия подразделяют на исследовательские и контрольные. Исследовательские испытания проводят с целью изучения определенных свойств изделий и, как правило, в объеме НИР. Контрольные испытания, предназначенные для контроля качества изделия, подразделяют на испытания опытных образцов (опытных партий) и изделий серийного и массового производства.

Испытания опытных образцов изделия подразделяют на предварительные и приемочные. В ходе *предварительных испытаний* определяют соответствие опытного образца изделия предъявляемым к нему требованиям. Предварительные испытания организует и проводит предприятие-разработчик в соответствии с программой и методикой. В испытаниях, как правило, участвуют ведущие конструкторы, которые оказывают необходимую техническую помощь опытному производству. После тщательной отработки конструкции опытного образца решают вопрос о возможности его предъявления на приемочные испытания. *Приемочные испытания* в зависимости от назначения опытного образца (опытной партии) изделия подразделяют на ведомственные, межведомственные и государственные. Проводят их специальные комиссии с целью определения окончательного соответствия опытного образца заданным техническим требованиям и решения вопроса о целесообразности постановки на серийное производство этого изделия. По результатам приемочных испытаний комиссия составляет протокол.

Испытания изделий серийного и массового производства подразделяют на приемо-сдаточные, периодические и типовые.

Приемо-сдаточные испытания изделий проводят при приемочном контроле, осуществляющем отделом технического контроля (ОТК) предприятия-изготовителя. Цель приемочного контроля — проверка соответствия показателей качества изготавливаемых из-

делий требованиям технической документации и принятие решения о пригодности изделий к поставке. Приемо-сдаточным испытаниям, как правило, подвергают каждое изготовленное изделие. Порядок и объем приемо-сдаточных испытаний указаны в ТУ на изделия.

Периодические испытания изделий проводят периодически в объемах и сроках, установленных технической документацией, с целью поддержания качества изделий на требуемом уровне. Объемом периодических испытаний предусматривается проверка всех показателей качества изделий, установленных ТУ на изделия. Для программы периодических испытаний характерно наличие таких проверок, которые невозможно или нецелесообразно проводить при приемо-сдаточных испытаниях. Например, ресурс объемного насоса не может быть определен при приемо-сдаточных испытаниях из-за их кратковременности. Периодические испытания проводят не реже одного раза в год. Этим испытаниям обычно подвергают несколько изделий, взятых выборочно из числа выдержавших приемо-сдаточные испытания. В практике гидромашиностроения периодическим испытаниям подвергают 2% от числа всех изделий, выпускаемых в установленный период, но не менее двух изделий.

Типовые испытания изделий проводят после внесения изменений в конструкцию или технологию изготовления для оценки эффективности и целесообразности внесенных изменений. Их проводят по программе, обеспечивающей сопоставимость результатов испытаний до и после внесения изменений. Обычно в программе типовых испытаний предусматривают проверку параметров изделий, на которые могли повлиять проведенные изменения. Число образцов изделий, подвергающихся типовым испытаниям, устанавливают ТУ на конкретные виды изделий.

В зависимости от основных видов воздействий испытания изделий подразделяют на механические, климатические, гидравлические, пневматические и специальные. При механических испытаниях основным видом воздействия являются внешние механические факторы (вибрация, удары и т. д.), при климатических испытаниях — внешние климатические факторы (температура, влажность воздуха и т. д.), при гидравлических и пневматических испытаниях — соответственно давление рабочей жидкости и сжатого воздуха.

Испытания на надежность проводят с целью определения или оценки значений показателей надежности изделий в заданных условиях. Проводят испытания изделий на безотказность, долговечность, ремонтопригодность и сохраняемость. Испытания, проводимые для определения или оценки ресурса изделий, называют ресурсными.

Контрольные испытания изделий по продолжительности подразделяют на нормальные и ускоренные. Ускоренными испытаниями называют такие испытания, методы и условия проведения

которых обеспечивают получение необходимого объема информации в более короткий срок, чем в предусмотренных условиях и режимах эксплуатации. Ускоренные испытания по степени интенсификации процессов подразделяют на *форсированные* и *сокращенные*. При форсированных ускоренных испытаниях проводится интенсификация процессов, вызывающих отказы или повреждения, а при сокращенных испытаниях интенсификация таких процессов не проводится.

§ 12.3. ТРЕБОВАНИЯ К ИСПЫТАТЕЛЬНЫМ СТЕНДАМ

Под *испытательным стендом* понимают техническое устройство, предназначенное для установки объекта испытаний в заданных положениях, создания воздействующих факторов, съема информации и управления процессом испытаний и (или) объектом испытаний. Несмотря на большое многообразие всевозможных схем гидро- и пневмосистем испытательных стендов, для всех схем характерно наличие следующих общих групп основных устройств: источников подачи рабочих сред (насосных установок и т. д.), гидро- или пневмоаппаратуры, кондиционеров рабочих сред, трубопроводов, нагрузочных устройств и измерительных приборов.

Испытательные стены должны обеспечивать нормальное функционирование (работу) испытуемых изделий и измерение их параметров при всех заданных режимах. Исходя из этого, к оборудованию стендов предъявляют следующие требования [10]:

гидро- или пневмосистемы стендов должны соответствовать определенным принципиальным схемам (схемы с разомкнутой или замкнутой циркуляцией, системы с дроссельным или объемным регулированием и т. д.);

в состав насосных установок гидравлических стендов должны входить определенные виды насосов с обоснованной полезной мощностью;

фильтры гидро- и пневмосистем стендов должны обеспечивать заданную номинальную тонкость фильтрации рабочих сред;

гидросистемы стендов должны быть оборудованы устройствами для отбора проб рабочей жидкости с целью контроля ее загрязненности;

трубопроводы стендов должны исключать возможность их деформации в период испытаний;

испытательные стены должны иметь формуляры и технические описания, оформленные в соответствии с ГОСТ 2.601—68.

Высокие требования к испытательным стендам предъявляют в части их метрологического обеспечения, в задачи которого входят выбор средств измерений с нормированной точностью, подготовка измерительных приборов к измерениям, обеспечение и контроль условий выполнения измерений, измерение параметров с заданной точностью, поверка и метрологическая аттестация

средств измерений, повышение квалификации работников, выполняющих измерения.

Поскольку насосные установки создают при работе значительный шум, их целесообразно выносить в отдельные звукоизолированные помещения. Гидро- или пневмоаппараты, а также измерительные устройства целесообразно располагать на отдельных пультах. Испытуемые гидро- или пневмодвигатели с нагружающими устройствами обычно располагают на отдельных монтажных плитах. При работе с высоким давлением для защиты обслуживающего персонала следует отгораживать пульт управления прочной прозрачной перегородкой из органического стекла.

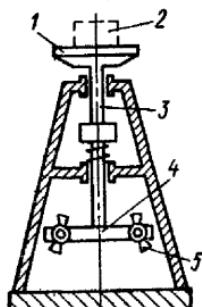
Блоочное конструктивное исполнение основных групп оборудования испытательных стендов делают их более универсальными и удобными при эксплуатации.

§ 12.4. МЕХАНИЧЕСКИЕ И КЛИМАТИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ

Механические испытания проводят обычно в нормальных климатических условиях: температура воздуха $25 \pm 10^{\circ}\text{C}$; относительная влажность воздуха 45—80%; атмосферное давление 970 ... 1040 гПа (760 ± 25 мм рт. ст.), если в ТУ на изделие не оговорены другие пределы.

В программах испытаний устройств гидроприводов могут быть предусмотрены следующие механические испытания: на устойчивость и прочность к воздействию синусоидальной вибрации; на прочность к воздействию механических ударов, на устойчивость к воздействию линейных ускорений.

Испытания на устойчивость к воздействию синусоидальной вибрации проводят с целью проверки способности изделий выполнять свои функции и сохранять свои параметры в пределах значений, указанных в ТУ на изделие, в условиях воздействия синусоидальной вибрации в заданном диапазоне частот и ускорений. Испытания проводят на различных вибростендах. На рис. 12.1 показана схема центробежного вибростенда. Платформа 1 стендса укреплена на штоке 3, который соединен с траверсой 4; на концах ее находятся по две пары стальных секторов 5. Из четырех пар секторов две пары врачаются от электродвигателя в одну сторону, а две другие — в противоположную, в результате горизонтальные слагаемые центробежных сил взаимно уничтожаются, а вертикальные остаются, вызывая вибрацию платформы, на которой крепится испытуемое изделие 2.



Испытания на устойчивость проводят в широком диапазоне частот с выдержкой изделия во включенном состоянии (изделие функционирует) на каждой фиксированной частоте до 5 мин в од-

Рис. 12.1. Центробежный вибростенд

Рис. 12.2. Электродинамический вибростенд

ном положении. Во время испытания измеряют основные параметры изделия. По окончании испытаний изделие снимают со стенда, осматривают и проверяют по требуемым параметрам.

На рис. 12.2 показана схема электродинамического вибростенда. В воздушном зазоре постоянного магнита 1 находится подвижная катушка 2, которая жестко соединена с платформой 3. На платформе крепится испытуемое изделие 4. Платформа закреплена на приливах магнита плоскими пружинами 5. При прохождении через катушку переменного тока в ней возникает магнитное поле, которое, взаимодействуя с магнитным полем постоянного магнита, вызывает синусоидальные колебания платформы совместно с испытуемым изделием в вертикальной плоскости. Амплитуда колебаний зависит от массы испытуемого изделия, электромагнитной силы и свойств пружины 5. Частота колебаний определяется частотой переменного тока, протекающего через подвижную катушку.

Испытания на прочность к воздействию синусоидальной вибрации проводят с целью проверки способности изделий противостоять разрушающему действию вибрации и сохранять свои параметры в пределах значений, указанных в ТУ на изделие, после воздействия вибрации. Испытания изделий проводят на тех же вибростендах, что и для испытаний на устойчивость, но в выключенном состоянии (изделие не функционирует). Испытания проводят в течение длительного времени, оговоренного технической документацией. По окончании испытаний изделие проверяют на отсутствие дефектов конструкции, защитных покрытий, проверяют параметры на соответствие установленным нормам.

При проведении испытаний на воздействие вибраций крепление изделий к платформе вибростенда должно по жесткости соответствовать креплению при эксплуатации, поскольку применение креплений другой жесткости может привести к более резко выраженным резонансным явлениям при виброиспытаниях, чем при эксплуатации. Виброускорения определяют (контролируют) с помощью измерительных преобразователей, устанавливаемых на платформе и на неподвижной опоре испытуемого изделия.

При вибрационных испытаниях изделий могут наблюдаться резонансные явления. Резонансной частотой считается частота, на которой наблюдается либо ухудшение характеристики испытуемого изделия, либо механический резонанс конструктивных элементов. Для исключения этих явлений проводят конструкторскую доработку изделий.

Испытания на прочность и устойчивость к воздействию механических ударов проводят на ударных стенах (рис. 12.3). Платформа 4 с испытуемым изделием 5 периодически приподнимается

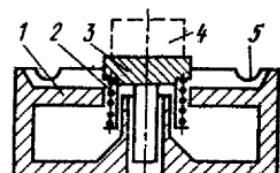
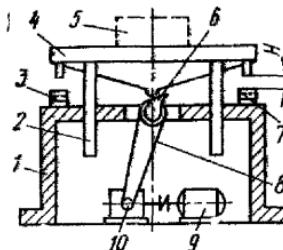


Рис. 12.3. Ударный стенд



экскентриком 6 и падает на амортизаторы 3 и 7. Эксцентрик вращается с помощью ременной передачи от редуктора 10, который соединен с электродвигателем 9. Платформа укреплена на направляющих штоках 2, которые перемещаются в отверстиях станины 1 и придают платформе вертикальное направление движения. Падая с высоты H , изделие с платформой сжимает амортизатор на величину y_d . Коэффициент перегрузки j_p при ударе определяют по формуле

$$j_p = \frac{2H}{y_d}. \quad (12.1)$$

Варьируя высоту свободного падения H и величину сжатия амортизатора y_d , подбором амортизаторов по жесткости (более жесткому амортизатору соответствует меньшее сжатие и большее ускорение при ударе) можно установить необходимую перегрузку при ударе.

По окончании испытаний на прочность изделие проверяют на отсутствие механических повреждений, ослабление креплений, проверяют параметры на соответствие установленным нормам.

При проверке на устойчивость к воздействию механических ударов измеряют (как правило, с помощью осциллографирования) параметры изделия во время воздействия механических ударов.

Испытания на устойчивость к воздействию линейных ускорений проводят на центрифугах. На рис. 12.4 показана схема центрифуги, смонтированной на основании 4. Платформа 2 вращается от электродвигателя 3, который связан с платформой редуктором 5. Плата 1 с зажимом позволяет укрепить испытуемое изделие на платформе на различных расстояниях от оси вращения. Тахометрический преобразователь 6 предназначен для измерения частоты вращения платформы. Для подключения к испытуемому изделию, как правило, электрических источников питания на валу центрифуги имеется вращающееся контактное устройство. Кроме испытуемого изделия на платформе закрепляют противовес на таком расстоянии от оси вращения, чтобы он уравновешивал массу изделия. В комплект центрифуги должен входить защитный кожух, обеспечивающий безопасность обслуживающего

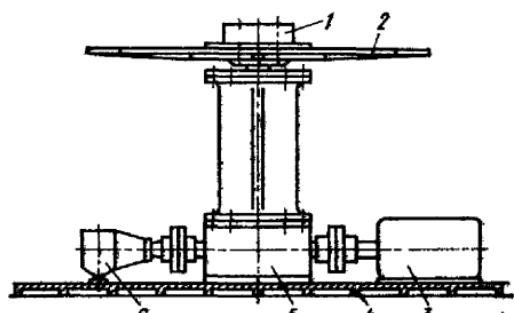


Рис. 12.4. Центрифуга

персонала. Коэффициент k , перегрузки при линейном ускорении определяют по формуле

$$k_l = \frac{a_{цб}}{g} = \frac{4\pi^2 n^2}{g} l, \quad (12.2)$$

где $a_{цб}$ — центробежное ускорение, действующее на испытуемое изделие, $a_{цб} = 4\pi^2 n^2 l$; g — ускорение свободного падения; n — частота вращения платформы центрифуги, 1/с; l — расстояние от оси вращения до центра тяжести изделия, м.

Для получения необходимой перегрузки можно изменять частоту вращения n или расстояние l . Испытание проводят в течение времени, необходимого для контроля параметров изделий в процессе испытания, но не менее 3 мин в каждом положении. Измерение параметров испытываемого изделия во время воздействия линейных ускорений проводят с помощью осциллографирования.

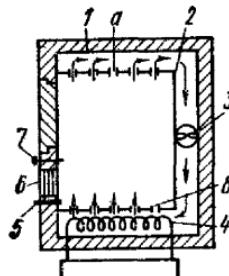
Изделие считают выдержавшим испытание, если в процессе и после испытания оно удовлетворяет требованиям, установленным в ТУ на изделие.

Климатические испытания гидравлических и пневматических устройств на воздействие температур окружающей среды проводят в термокамерах, где может быть создана температура от -60 до $+100$ °С. При испытаниях в камере необходимо выдерживать испытуемое изделие при заданной установившейся температуре от 2 до 6 ч в зависимости от массы изделия и мощности камеры.

Испытания изделий на устойчивость к воздействию повышенной температуры проводят с целью проверки параметров и сохранения внешнего вида изделий в условиях повышенной температуры окружающей среды. Испытуемое изделие помещают в камеру тепла, включают его и проверяют параметры. В камере устанавливают температуру, равную заданной рабочей температуре, например, $+50 + 2$ °С. Изделие выдерживают в этих условиях в течение 6—24 ч. По истечении времени проверяют изделие на функционирование. Затем изделие выключают, температуру в камере повышают до заданного предельного значения, например, $+70$ °С. В этих условиях изделие выдерживают в течение 4 ч. По окончании выдержки проверяют параметры изделия, извлекают его из камеры и осматривают. Если это предусмотрено программой-методикой (ПМ), то после извлечения из камеры изделия выдерживают в нормальных климатических условиях (4—6 ч), а затем проверяют параметры изделия. Изделие считают выдержавшим испытания на устойчивость, если в процессе и после испытания его параметры соответствуют заданным и при внешнем осмотре не обнаружено нарушений лакокрасочных покрытий.

Испытания на устойчивость к воздействию пониженной температуры проводят с целью проверки параметров изделий в условиях воздействия пониженной температуры внешней среды. Испытания проводят в следующем порядке. Изделие помещают в камеру холода. В камере устанавливают низкую температуру, преду-

Рис. 12.5. Камера тепла



смотренную техническими условиями, например, $-40+2^{\circ}\text{C}$ или $-50+2^{\circ}\text{C}$. Изделия выдерживают в нерабочем состоянии при заданной температуре в течение времени, достаточного для охлаждения изделия по всему объему, например, 4 или 6 ч. По окончании выдержки проверяют параметры изделия во включенном состоянии. При этом особое внимание обращают на проверку безотказного запуска и герметичности соединений изделий, гидро- и пневмоприводов. Если измерение параметров без извлечения изделия из камеры технически невозможно, допускается измерять параметры при кратковременном (3 мин) извлечении изделий из камеры. После проверки параметров при пониженной температуре изделия выключают, а затем или оставляют в камере, где повышают температуру до $25+10^{\circ}\text{C}$ со скоростью $1-2^{\circ}\text{C}/\text{мин}$, или переносят из камеры в нормальные климатические условия. Изделие выдерживают в течение 2—4 ч. Затем проводят внешний осмотр. Изделия считаются выдержавшими испытания на устойчивость, если в процессе или после испытания параметры изделия удовлетворяют требованиям, установленным для данного вида испытания, и при внешнем осмотре не обнаружено нарушений лакокрасочных покрытий и следов коррозии.

Камера тепла (холода) (рис. 12.5) ограничена теплоизолированными стенками 1. Вентилятор 3 через каналы *a* в стенке 2 засасывает воздух из камеры и подает его к нагревателю. Теплый воздух через каналы *b* поступает в камеру. Циркуляция воздуха в камере обеспечивает создание одинаковой температуры во всех точках камеры. Заданная температура поддерживается автоматически. Термо чувствительные элементы 7 размещены внутри камеры. Источники питания и измерительные приборы к испытуемому изделию подключают через изолированные выводы 5. Для визуального наблюдения предусмотрено смотровое окно 6. При замене нагревателя 4 на холодильное устройство можно обеспечить получение в камере низких температур.

§ 12.5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ НА ПРОЧНОСТЬ И ГЕРМЕТИЧНОСТЬ

Испытания на прочность проводят с целью контроля отсутствия дефектов, нарушающих прочность изделия при эксплуатации, и правильности решений при определении толщин стенок, формы и конструкции. Испытанию на прочность подвергают все сборочные единицы (подсборки) и детали приводов, на стенки которых в рабочем состоянии действует избыточное давление рабочей среды.

Максимальное избыточное давление, при котором испытывают контролируемое изделие на прочность, называют *пробным давлением* $p_{\text{пр}}$. Для гидравлических устройств $p_{\text{пр}}$ должно быть не менее 1,25 номинального давления (ГОСТ 17411—72), а для пневматических устройств — не менее 1,5 номинального (ГОСТ 18460—73). Нормы пробных давлений для испытаний на прочность изделий, установленных на кораблях и судах, устанавливает ГОСТ 22161—76.

Детали и сборочные единицы гидроприводов подвергают, как правило, гидравлическим испытаниям под пробным давлением рабочей жидкости с выдержкой не менее 5 мин. Обычно эти испытания проводят до их монтажа, т. е. в процессе их изготовления (до шпаклевки, окраски или нанесения какого-либо другого защитного покрытия поверхности). Перед испытаниями на прочность изделие должно быть очищено от грязи, окалины, ржавчины и пр. Заполнение внутренних полостей изделий рабочей жидкостью для испытания на прочность проводят так, чтобы было обеспечено полное удаление воздуха из полостей. При испытаниях на прочность повышение давления до пробного производится постепенно в течение 5—10 мин, при этом гидравлические удары недопускаются. После выдержки под пробным давлением давление рабочей жидкости плавно снижается до расчетного и производится тщательный осмотр изделия. Детали и сборочные единицы считают выдержавшими испытания на прочность, если на них не обнаружено (визуально) деформации и разрушений, а также утечки рабочей среды.

Испытания на прочность смонтированных гидросистем и пневмосистем с отключением некоторых штатных элементов (средств измерений, предохранительных клапанов и т. п.) и закольцеванием систем проводят в соответствии с ТУ на изделия.

Испытания на прочность должны проводиться в специальных испытательных боксах, обеспечивающих безопасность обслуживающего персонала.

Испытания на герметичность. В области объемных гидроприводов и пневмоприводов применяются *гидростатические, пневматические и вакуумные методы контроля герметичности соединений*, при которых проводятся соответственно гидравлические и пневматические испытания изделий на герметичность, а также испытания с применением вакуумных камер [10].

Перед контролем герметичности изделия проводят подготовку поверхностей конструкции к испытаниям на герметичность; выдержку изделий при контрольных нагрузках и подготовку к измерениям.

Подготовка поверхности конструкции изделия включает очистку, обезжикивание и удаление следов рабочей жидкости. Поверхности очищают снаружи бензином, а затем обдувают сжатым воздухом. Непосредственно перед испытаниями контро-

лируемые места изделий протирают фильтровальной бумагой до полного удаления следов рабочей жидкости.

Время выдержки контролируемого изделия при испытании под давлением рабочей среды указывают в ТУ на изделие.

Для испытания на герметичность в статическом режиме рекомендуется выдерживать контрольное изделие под давлением рабочей жидкости 0,02—0,05 МПа (0,2—0,5 кгс/см²) в течение 1 ч.

Контроль герметичности, кроме случаев, особо оговоренных в ТУ, проводят при нормальных климатических условиях.

Методы контроля герметичности по способу индикации первичной информации подразделяют на сорбционные, пузырковые, манометрические, масс-спектрометрические и т. д. (ГОСТ 18353—79).

Сорбционный метод контроля основан на поглощении сорбентом (например, фильтровальной бумагой) рабочей жидкости, проникающей под давлением через места с недостаточной герметичностью. Утечки при этом методе определяют двумя способами: по размеру пятна жидкости на фильтровальной бумаге (способ пятен) или по разности массы фильтровальной бумаги (способ взвешивания сорбента). Применяя второй способ, объем утечек рабочей жидкости определяют по формуле

$$V = \frac{m_2 - m_1}{\rho_{ж}}, \quad (12.3)$$

где m_1 , m_2 — масса фильтровальной бумаги до и после сбора жидкости; $\rho_{ж}$ — плотность жидкости.

При способе пятен (рис. 12.6, а) кромку фильтровальной бумаги 2 прикладывают по периметру соединения контролируемого

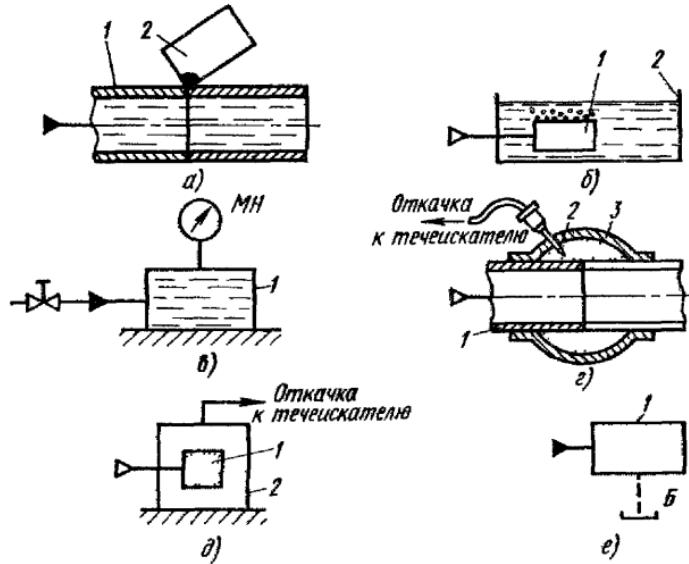


Рис. 12.6. Схемы методов контроля герметичности изделий

изделия 1 в течение 30 с. Герметичность оценивают по ширине пятна жидкости на кромке бумаги, которое обводят карандашом. Затем измеряют ширину пятна и по специальному графику определяют массу подтека жидкости.

Пузырьковый метод контроля основан на регистрации пузырьков индикаторного газа, проникшего под давлением через сквозные дефекты контролируемого изделия. При этом методе (рис. 12.6, б) изделие *1* погружают в ванну *2* с жидкостью (2—5%-ный раствор хромпика — бихромата калия в воде) и в нем создают избыточное давление воздуха. Степень герметичности определяют по количеству пузырьков газа в единицу времени.

Манометрический метод контроля основан на измерении падения давления рабочей среды в полости контролируемого изделия из-за наличия мест негерметичности. При этом методе контроля в качестве индикатора применяют образцовые манометры. С целью устранения влияния температурных объемных деформаций испытания на герметичность проводят при постоянной температуре окружающей и рабочих сред. При испытаниях в полостях контролируемого изделия *1* (рис. 12.6, в) создают избыточное давление рабочей среды, а затем манометром *МН* измеряют давления в начале и конце установленного промежутка времени. Места течи этим способом определить нельзя.

Масс-спектрометрический метод контроля основан на регистрации ионов индикаторного газа, попавшего в вакуумную камеру через сквозные дефекты контролируемого изделия. Контроль герметичности при этом методе проводят с помощью специальных приборов — течеискателей, которые представляют собой простейшие масс-спектрометры. При масс-спектрометрическом методе контроля герметичность течи индикаторного газа определяют следующими способами: накоплением при атмосферном давлении и накоплением в вакуум.

Сущность способа накопления при атмосферном давлении (рис. 12.6, г) заключается в следующем: вокруг контролируемого изделия *1* создают замкнутую емкость накопления с помощью газонепроницаемой оболочки *3*. Затем в изделие подводят индикаторный газ (гелий или его смеси с воздухом и азотом) и создают избыточное давление в соответствии с требованиями ТУ. При наличии неплотности соединения газ проникает в емкость накопления. Затем в емкость накопления вводят полую иглу *2*, установленную на щуп натекателя. Натекатель соединен с масс-спектрометрическим течеискателем через гибкий рукав. С помощью течеискателя измеряют концентрацию газа в емкости накопления.

При способе накопления в вакуум (рис. 12.6, д) контролируемое изделие *1* помещают в вакуумную камеру *2*. Затем в изделие подают индикаторный газ, а в вакуумной камере создают вакуум. По истечении времени масс-спектрометрическим течеискателем измеряют изменение концентрации газа.

Окончательная информация при контроле герметичности изделий может быть получена следующими способами: визуальным, графическим, метрическим, звуковым и световым.

Визуальный способ контроля герметичности основан на регистрации утечек рабочей жидкости невооруженным глазом или с помощью оптических устройств. При этом способе контролируемое изделие подвергают тщательному визуальному осмотру. Для повышения объективности контроля осмотр рекомендуется проводить с помощью лупы $2\times$ — $5\times$.

Графический способ основан на представлении информации об утечках рабочей жидкости в виде графика или фиксированного видимого изображения, например, по пятну жидкости на индикаторной бумаге.

Метрический способ контроля основан на измерении параметров сигнала, несущего информацию, например, измерение утечек рабочей жидкости из контролируемого изделия *1* (рис. 12.6, *е*) с помощью мерной емкости *Б* или расходомеров; измерение массы индикаторной бумаги и т. д.

Звуковой и *световой* способы основаны на звуковой и световой сигнализации о состоянии контролируемого изделия, например, подача звукового сигнала от электрического датчика уровня при недопустимом снижении уровня рабочей жидкостью в гидробаке (см. рис. 6.14) из-за наличия утечек.

§ 12.6. ИСПЫТАНИЯ ГИДРОМАШИН, ГИДРОЦИЛИНДРОВ И ГИДРОАППАРАТУРЫ

Испытания насосов, гидромоторов, гидроцилиндров и гидроаппаратуры проводят на гидравлических стендах. Испытания изделия начинают обычно с проверки прочности, герметичности и функционирования. Все испытания нужно проводить в установленном тепловом режиме.

Испытания насосов проводят в соответствии с ГОСТ 14658—75, который устанавливает требования к методам испытаний насосов общего применения. На рис. 12.7 показана принципиальная схема рекомендуемого стенда. Вал испытуемого насоса *H1* приводится во вращение балансирующим электродвигателем *ЭД1*. Рабочая жидкость насосом подается в напорную линию гидросистемы стенда. Предохранительный клапан *К* защищает гидросистему стенда от давления, превышающего установленное. Нагружение насоса *H1* производится при помощи регулируемого дросселя *ДР*. В стенде установлены следующие измерительные устройства: манометры *MH1*, *MH2* и *MH3*, термометр *T*, расходомер *РМ*, преобразователи импульсов *ПИ1* и *ПИ2*, счетчики импульсов *СИ1* и *СИ2*, весовое устройство балансирующего электродвигателя. Расходомер *РМ* отключается при открытии вентиля *ВН1*.

Стенд имеет две автономные гидросистемы: *A1* — для фильтрования рабочей жидкости при помощи фильтра *Ф*; *A2* — для охла-

Рис. 12.7. Принципиальная схема стенда для испытаний насоса

ждения рабочей жидкости при помощи охладителя X .

Испытание насоса проводят в установившемся тепловом режиме. При испытании насоса измеряют давление, расход и температуру рабочей жидкости, проверяют подачу насоса, крутящий момент. Частоту вращения валов насоса и расходомера PM измеряют с помощью преобразователей импульсов PI и счетчиков импульсов SI .

Подачу насоса проверяют при частоте вращения, близкой к номинальной. При этих испытаниях дроссель DP открыт полностью, вентиль $BH1$ закрыт. Расходомером PM определяют подачу насоса $Q_{изм}$ при частоте вращения вала насоса $n_{изм}$, измеренной преобразователем частоты вращения $PI1$. Подачу рассчитывают по формуле

$$Q_n = Q_{изм} \frac{n_n}{n_{изм}}, \quad (12.4)$$

где $Q_{изм}$ — измеренная расходомером подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; n_n — номинальная частота вращения вала насоса, $1/\text{с}$; $n_{изм}$ — измеренная частота вращения вала насоса, $1/\text{с}$.

При измерении подачи насоса необходимо следить за перепадом температур на выходе из расходомера и на входе в насос. При необходимости следует предусмотреть возможность включения в схему стенда холодильной установки $A1$.

Характеристику насоса $Q = f(p)$ (рис. 12.8) строят по изме-

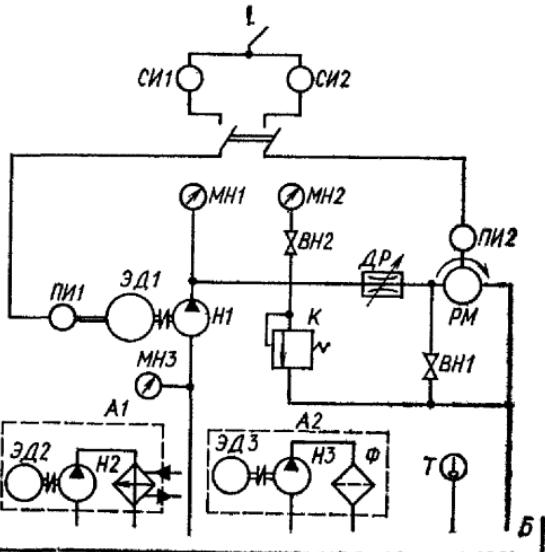
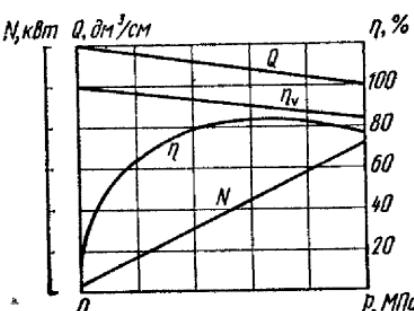


Рис. 12.8. Характеристика насоса

Мощности на выходе из насоса и на валу насоса вычисляют по формулам, приведенным в гл. 4.

КПД насоса следует определять по формуле

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N} = \frac{pQ}{M_{\text{кр}}n}, \quad (12.5)$$

где p — давление на выходе из насоса, Па; Q — подача насоса, м³/с; $M_{\text{кр}}$ — крутящий момент, Н м; n — частота вращения, с⁻¹.

Коэффициент подачи при измерении подачи насоса расходомером

$$K_Q = \frac{Q_{\text{изм}}}{V_0 n_{\text{изм}}}, \quad (12.6)$$

где $Q_{\text{изм}}$ — измеренная подача насоса при минимальном давлении, м³/с; $n_{\text{изм}}$ — измеренная частота вращения вала насоса, с⁻¹; V_0 — рабочий объем насоса, м³.

Объемный КПД насоса

$$\eta_V = \frac{Q_{\text{ном}}}{Q_{x,x}}, \quad (12.7)$$

где $Q_{x,x}$ — подача насоса при минимальном давлении на выходе из насоса (холостой режим); $Q_{\text{ном}}$ — подача насоса при номинальном давлении на выходе из насоса.

Испытания гидромоторов проводят в соответствии с ГОСТ 20255—74, который устанавливает требования к методам испытаний гидромоторов общего применения. На рис. 12.9 показана принципиальная схема рекомендуемого стенда для испытания гидромоторов. Испытуемый гидромотор M подключается в напорную линию гидросистемы стенда. Частоту вращения вала

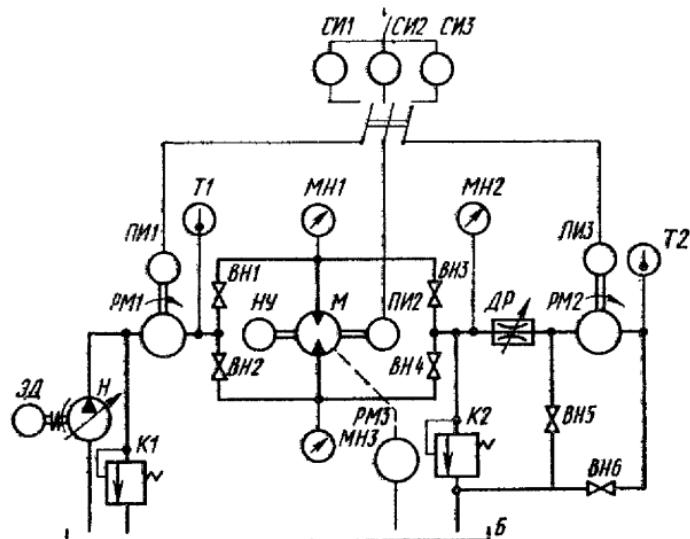


Рис. 12.9. Принципиальная схема стенда для испытаний гидромотора

гидромотора регулируют, изменяя рабочий объем регулируемого насоса H , а изменение направления вращения вала гидромотора — с помощью вентиляй $BH1$ — $BH4$ (если $BH1$ и $BH4$ открыты, то $BH2$ и $BH3$ следует закрыть). Переливной клапан $K1$ поддерживает в напорной линии заданное постоянное давление путем непрерывного слива рабочей жидкости в бак B . Нагружение гидромотора производится с помощью нагружающего устройства HY или регулирующего дросселя DP . Предохранительный клапан $K2$ защищает гидросистему стенда от давления, превышающего установленное. В стенде имеются вспомогательные гидросистемы фильтрования и охлаждения.

Стенд снабжен следующими измерительными устройствами: манометры $MH1$, $MH2$ и $MH3$, термометры $T1$ и $T2$, расходомеры $PM1$, $PM2$ и $PM3$, преобразователи импульсов $PI1$, $PI2$ и $PI3$, счетчики импульсов $CI1$, $CI2$ и $CI3$ и балансирный динамометр нагружающего устройства (на схеме не показан). Расходомер $PM3$ предназначен для измерения утечек рабочей жидкости из гидромотора. Для отключения расходомера $PM2$ необходимо открыть вентиль $BH5$ и закрыть вентиль $BH6$.

При испытании гидромоторов измеряют давление, расход и температуру рабочей жидкости, проверяют номинальную частоту вращения, крутящий момент на валу гидромотора и момент страгивания, а также полный КПД гидромотора.

Крутящий момент на валу гидромотора определяют при номинальном перепаде давлений, измеряя манометрами $MH1$ и $MH3$ или $MH2$ и $MH3$ (при этом дроссель DP полностью открыт), и номинальной частоте вращения с помощью балансирного динамометра нагружающего устройства HY .

Момент страгивания на валу гидромотора определяют при номинальном перепаде давлений, что достигается регулированием переливного клапана $K1$, при этом дроссель DP полностью открыт. С помощью нагружающего устройства HY вал гидромотора нагружают до полной его остановки. Затем, плавно снижая нагрузку, определяют момент страгивания, при котором вал гидромотора начинает медленно вращаться.

Номинальную частоту вращения гидромотора определяют при номинальном перепаде давлений рабочей жидкости. При этом неравномерность частоты вращения вала, что особенно важно для тихоходных гидромоторов, не должна превышать заданного значения. Равномерность частоты вращения определяют осциллографированием сигнала аналогового измерителя скорости вращения (например, тахогенератора), устанавливаемого вместо преобразователя импульсов $PI2$, и рассчитывают по формуле

$$\delta = 2 \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_{\max} + n_{\min}}, \quad (12.8)$$

где n_{\max} и n_{\min} — соответственно максимальная и минимальная частота вращения вала в течение одного оборота вала.

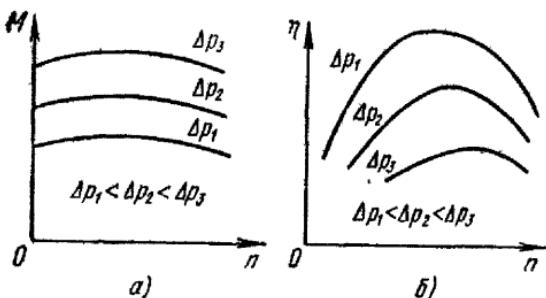


Рис. 12.10. Характеристики гидромотора

Полный КПД гидромотора рассчитывают по формуле

$$\eta = \frac{Mn}{0,159 \Delta p Q}, \quad (12.9)$$

где M — действительный (эффективный) крутящий момент, Н·м; n — частота вращения, с^{-1} ; Δp — перепад давлений, Па; Q — расход жидкости на входе гидромотора, $\text{м}^3/\text{с}$.

При предварительных и приемочных испытаниях гидромоторов по результатам измерений строят графики функциональных зависимостей крутящего момента M и полного КПД η гидромотора от частоты вращения n при различных перепадах давлений Δp (рис. 12.10). Изменение наклона или кривизны характеристик объясняется увеличением объемных и механических потерь с увеличением перепада давлений (нагрузки) и частоты вращения.

Испытания гидроцилиндров проводят в соответствии с ГОСТ 18464—80, который устанавливает требования к методам испытаний гидроцилиндров общего применения. На рис. 12.11 показана принципиальная гидравлическая схема рекомендуемого стенда для испытания поршневого гидроцилиндра. Испытуемый

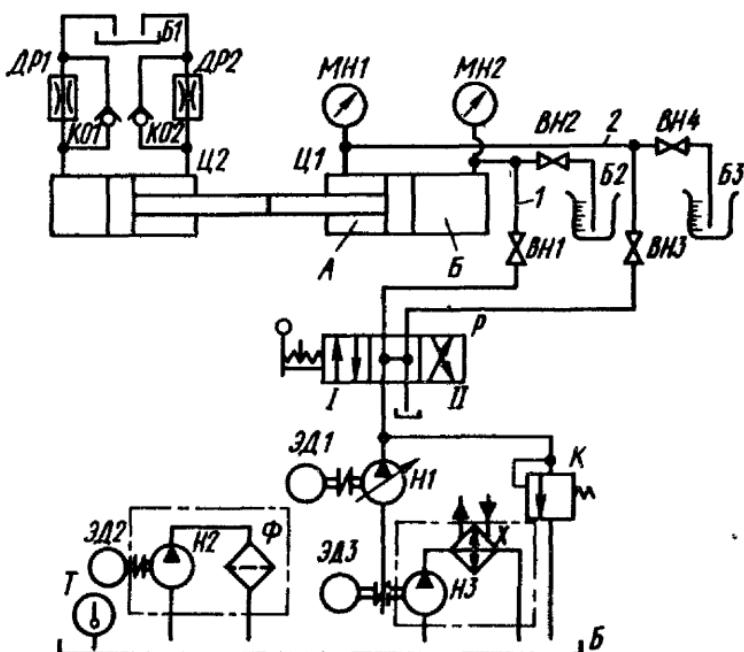


Рис. 12.11. Принципиальная схема стенда для испытаний поршневого гидроцилиндра

гидроцилиндр C_1 подключен в гидросистему стенда. Вал насоса H_1 соединен с валом приводящего электродвигателя ЭД1. Направляющий распределитель P изменяет направление потока рабочей жидкости, поступающей к цилиндру. Предохранительный клапан K защищает гидросистему стенда от давления, превышающего установленное. Вентили BH_1 и BH_2 предназначены для отключения сливных линий при измерении утечек рабочей жидкости. Нагружение цилиндра C_1 можно производить различными способами. В этой схеме используется нагружающая автономная гидросистема, состоящая из цилиндра C_2 , регулируемых дросселей DP_1 и DP_2 , обратных клапанов KO_1 и KO_2 и гидробака. В стенде установлены вспомогательные гидросистемы фильтрования и охлаждения.

В стенде имеются следующие измерительные устройства: манометры MH_1 и MH_2 , термометр T и измерительные бачки B_2 и B_3 .

К основным параметрам, измеряемым при испытаниях гидроцилиндров, относятся давление страгивания, давление холостого хода, внутренние утечки (перетечки), механический и общий КПД.

Для определения давления страгивания рабочую жидкость подводят в одну из полостей цилиндра, например в полость A , другую полость B соединяют со сливной линией. Клапаном K постепенно повышают давление от нуля до давления, соответствующего началу перемещения поршня. Давление измеряют манометром MH_1 . Давление при холостом ходе определяют при перемещении поршня с заданной скоростью без нагрузки.

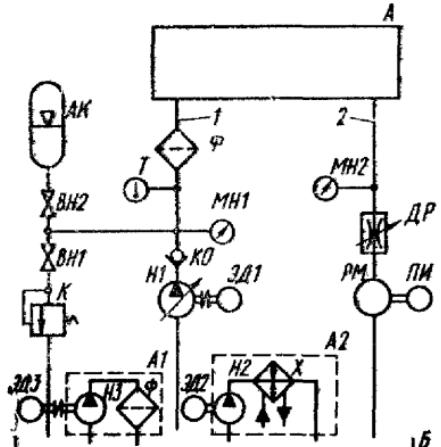
Внутренние утечки определяют при остановленном поршне и подводе рабочей жидкости под давлением в одну из полостей цилиндра (например, через линию 1). На линии 2 перекрывают кран BH_2 и открывают кран BH_4 для измерения утечек мерным баком B_3 . Измерение утечек начинают не ранее чем через 30—60 с после остановки поршня.

Для определения механического и общего КПД гидроцилиндра с помощью динамометров измеряют усилия, создаваемые штоком, при номинальных давлениях и скорости перемещения штока. КПД рассчитывают по формулам, учитывающим конструктивные особенности гидроцилиндров.

Испытания гидроаппаратуры проводят в соответствии с ГОСТ 20245—74. Учитывая многообразие аппаратуры и различие ее функциональных возможностей, схему стенда для испытаний гидроаппаратуры, показанную на рис. 12.12, можно рекомендовать как базовую. Для определения специфических характеристик какого-либо гидроаппарата иногда делают необходимые изменения схемы стенда.

К испытуемому гидроаппарату A рабочая жидкость поступает от насоса H_1 через фильтр Φ . Переливной клапан K поддерживает заданное давление. С помощью крана BH_2 к напорной линии под-

Рис. 12.12. Принципиальная схема стенда для испытаний гидроаппаратуры



имеется фильтрующая установка A_1 , для поддержания заданной температуры рабочей жидкости — обменный аппарат A_2 . Перед испытанием гидроаппарата должны быть замерены перепады давлений на участках гидролиний стенда, которые необходимо учитывать при измерении параметров испытуемого аппарата.

Наружную герметичность гидроаппарата проверяют подводом жидкости под давлением от насоса или гидроаккумулятора через гидролинию 1 с закрытым дросселем DR . При проверке внутренней герметичности в линии 2 отключают дроссель DR и расходомер PM и устанавливают мерный бак (мензурку) для измерения утечек.

Зависимость перепада давлений от расхода $\Delta p = f(Q)$ определяют для распределителей измерением перепада давлений Δp от Q_{\min} до Q_{\max} не менее чем при десяти значениях. Расход измеряют с помощью регулируемого гидромотора. Перепад давлений можно менять дросселем DR .

Для направляющих распределителей и клапанов проверяют *зависимость давления настройки от расхода* $p = f(Q)$ при плавном изменении подачи насоса от Q_{\min} до Q_{\max} и обратно. Давление, измеряемое манометром MH_1 , должно быть меньше давления настройки переливного клапана K , который можно выключить вентилем BH_1 . Расход измеряют расходомером PM .

У гидрозамков и некоторых клапанов *давление срабатывания* проверяют, плавно повышая давление на входе в гидроаппарат до момента открывания и пропускания рабочей жидкости в количестве, оговоренном в технической документации на этот аппарат. Обратным действием определяется *давление закрывания*.

Ресурсные испытания гидравлических изделий проводят на стендах и по программе, максимально приближенных к условиям эксплуатации. Программа должна состоять из нескольких этапов. В начале испытаний и после каждого этапа измеряют основные параметры изделий. По окончании испытаний проводят дефекта-

ключают гидроаккумулятор AK . Для исключения влияния гидроаккумулятора при его работе на насос H_1 в напорной линии насоса установлен обратный клапан KO . Рабочая жидкость из испытуемого гидроаппарата A в бак B сливаются через дроссель DR и расходомер PM . Давление измеряют манометрами MH_1 и MH_2 , температуру — термометром T . Для очистки жидкости

цию изделий и измерение основных размеров изнашивающихся деталей и параметров. Например, при ресурсных испытаниях насоса определяют изменение объемного и общего КПД.

§ 12.7. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ЭКСПЛУАТАЦИИ И РЕМОНТЕ ПРИВОДОВ

Под эксплуатацией понимают совокупность подготовки и использования привода по назначению, технического обслуживания, хранения и транспортирования. Критерием для определения условий эксплуатации может быть совокупность факторов, действующих на привод: характеристика климатических районов, условия размещения приводов и его элементов, виды нагрузок и порядок их чередования и т. п. Чем жестче условия эксплуатации, тем более повышенные требования предъявляют к конструкции привода и его элементов.

Все сведения, необходимые для эксплуатации, приводят в эксплуатационных документах на изделие.

Монтаж приводов на местах пользования в общем случае включает следующие этапы: подготовку элементов и привода к монтажу, непосредственно монтажные работы, наладку, пуск, регулирование привода, его приемку и сдачу в эксплуатацию.

Подготовка элементов и приводов к монтажу предусматривает прежде всего проверку комплекта поставки элементов и привода, перечисленных в формуляре или паспорте. Элементы и сам привод, предназначенные для монтажа, подлежат расконсервации. Одновременно с расконсервацией проводят внешний осмотр элементов и привода с целью проверки его сохранности. Проводят также входной контроль элементов и привода, если это предусмотрено документацией.

Монтаж привода следует выполнять в строгом соответствии с монтажными чертежами на изделие. Монтаж гидропривода включает установку машин и аппаратуры, прокладку и крепление трубопроводов, соединение их между собой и с гидроагрегатами, предварительный контроль наружной герметичности системы трубопроводов в местах их соединения, установку гидроемкостей, промывку гидросистемы и контроль ее чистоты, а также регулирование аппаратуры. Особое внимание следует обращать на монтаж насосов и гидродвигателей (монтажная разметка мест установки, непосредственная установка гидромашин). Соединять вал насоса с валом приводящего электродвигателя следует с помощью упругой муфты. При этом валы должны быть строго сцентрированы. Смещение и перекос оси вала насоса относительно оси вала приводящего электродвигателя не должны превышать половины допуска для соединительной муфты. После установки, выверки и закрепления гидромашин монтируют остальное гидрооборудование.

При монтаже необходимо тщательно следить за тем, чтобы в рабочие полости гидрооборудования не попали пыль и грязь. Гидро-

баки, трубопроводы и гибкие шланги до их установки на место следует тщательно продуть сжатым воздухом или промыть струей чистой рабочей жидкости. Перед присоединением трубопроводов следует проверить состояние резьбовых соединений и на резьбовые элементы нанести смазку.

При подгонке трубопроводов по месту соединений необходимо помнить, что подгибку можно производить только на снятых трубах. Все трубопроводы должны быть надежно закреплены скобами или хомутами к неподвижным стационарным изделиям. При монтаже не допускается перекручивать рукава. Правильность установки рукава можно определить по продольной маркировочной линии, нанесенной на его поверхности. Гибкие рукава, при необходимости, должны быть заблаговременно защищены от повреждений при трении о металлические части.

При необходимости собранную гидросистему промывают. При промывке ряд рабочих агрегатов иногда заменяют технологическими.

Монтаж электрических установок гидропривода должен быть выполнен в полном соответствии с «Правилами устройства электротехнических установок». Подключать электродвигатели приводов к электрической сети необходимо только после окончания монтажа всего оборудования, в том числе и измерительных приборов. При выполнении монтажных работ следует пользоваться лишь специальными инструментами и принадлежностями из ЗИП. Очень важно при этом не допускать механических повреждений на рабочих поверхностях гидрооборудования (штоках цилиндров, направляющих и т. п.).

Наладка, пуск и регулирование привода. По окончании монтажа гидропривода прежде всего необходимо заполнить гидробак рабочей жидкостью. Марка рабочей жидкости должна соответствовать марке, указанной в формуляре (ФО) или в паспорте (ПС). Рабочую жидкость в гидробак следует заливать с помощью специальной фильтровальной установки или, в крайнем случае, только через фильтр, установленный в заливной горловине бака. Уровень при заливке обычно контролируют с помощью маслоуказателя или уровнемера, встроенных в гидробак (см. рис. 6.14).

При пробном пуске привода необходимо проверить правильность направления вращения вала приводящего двигателя насоса (компрессора), долить гидробак рабочей жидкостью до верхнего уровня маслоуказателя, удалить из гидросистемы воздух через воздухоспускные устройства, отрегулировать привод на режим холостого хода.

Заключительным этапом подготовки привода к сдаче в эксплуатацию является окончательное регулирование всей аппаратуры и работа привода в режиме эксплуатационных нагрузок. При этом проверяют и отрабатывают четкость работы всего привода. Во избежание нарушения заданного режима работы привода все места регулировки подлежат стопорению.

Требования к монтажу, наладке, пуску и регулированию конкретных приводов, исходя из их специфических особенностей, изложены в инструкциях по монтажу, пуску, регулированию и обкатке изделия на месте их применения (ИМ) или в технических описаниях (ТО) и инструкциях по эксплуатации (ИЭ) при отсутствии ИМ.

Сдачу привода в эксплуатацию проводят с участием представителя заказчика. При сдаче должны быть представлены монтажные чертежи на привод, формуляры или паспорта.

Техническое обслуживание (ТО) представляет собой комплекс операций по поддержанию работоспособности или исправности привода при использовании по назначению, ожидании, хранении и транспортировании (ГОСТ 18322—78). ТО подразделяют на виды по следующим признакам: по этапу эксплуатации — при использовании, хранении, ожидании, транспортировании; по периодичности выполнения — периодические и сезонные; по регламентации выполнения — с периодическим и непрерывным контролем.

Под понятием *периодичность технического обслуживания* понимают наработку или время между двумя последовательно проводимыми ТО одного вида. Под понятием *продолжительность технического обслуживания* понимают время, необходимое для проведения одного ТО изделия. Наибольший объем работ проводят во время технического обслуживания (как в перерывах, так и в процессе выполнения работ) при использовании изделия по назначению. В состав ТО могут входить контроль технического состояния, чистка, смазка, замена отдельных составляющих частей изделия или регулирование их с целью предупреждения повреждения, а также часть работ по устранению повреждений и их последствий.

Эффективность ТО приводов зависит от многих факторов, среди которых важным является квалификационная подготовка обслуживающего персонала. Персонал, допущенный к ТО, должен твердо знать устройство и принцип работы приводов, режимы работы изделия, правила эксплуатации и техники безопасности. Все необходимые сведения по ТО указаны в эксплуатационных документах на изделие.

Если при техническом обслуживании приводов требуется вести учет их состояния и данных по эксплуатации, то в этом случае на привод составляют не паспорт (ПС), а формуляр (ФО). Из числа обслуживающего персонала назначают лиц, ответственных за техническое обслуживание привода, о чем делают соответствующие записи в ФО. В ФО имеется раздел, в котором помещают результаты проверки привода инспектирующими и проверяющими лицами.

Ремонт приводов. Под ремонтом понимают комплекс работ для поддержания и восстановления исправности или работоспособности привода и восстановления ресурсов приводов или их состав-

ных элементов. По назначению ремонты подразделяют на текущие, средние и капитальные.

Текущим ремонтом называют ремонт, который осуществляется в процессе эксплуатации с целью обеспечения или восстановления работоспособности изделия. При текущем ремонте производят замену и восстановление отдельных частей приводов и их регулирование. Обычно текущий ремонт выполняется силами обслуживающего персонала по эксплуатационным документам. Во время текущего ремонта гидропривода устраниют неисправности заменой отдельных частей (быстроизнашающихся деталей из комплекта ЗИП), а также выполняют регулировочные работы. Примерные работы при текущем ремонте гидроприводов: замена уплотнений, трубопроводов и рукавов, замена фильтров с отключением от гидросети, замена неисправных клапанов или их пружин, демонтаж гидробака и его промывка и т. п.

Средним называют ремонт, выполняемый для восстановления исправности или частичного восстановления ресурса изделий с заменой или восстановлением составных частей ограниченной номенклатуры и контролем технического состояния составных частей.

Капитальным называют ремонт, осуществляемый с целью восстановления исправности и полного или близкого к полному восстановлению ресурса привода. При капитальном ремонте производят полную разборку и дефектацию приводов, замену или восстановление любых его частей, включая базовые, сборку элементов привода, регулирование и испытания. Средний и капитальный ремонты выполняют специализированные ремонтные службы или заводы в соответствии с ремонтными документами.

ПРИЛОЖЕНИЕ

ЕДИНИЦЫ ФИЗИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН

В связи с введением в действие СТ СЭВ 1052—78 «Метрология. Единицы физических единиц» в СССР во всех областях науки, техники, народного хозяйства и преподавания подлежат обязательному применению единицы физических величин (СИ) (табл. 1), а также десятичные кратные и дольные единицы от этих единиц (табл. 2). На практике принято выбирать кратные и дольные единицы таким образом, чтобы числовые значения величин находились в диапазоне от 0,1 до 1000.

Допускается применять наравне с единицами СИ внесистемные единицы, указанные в табл. 3

Соотношения между единицами приведены в табл. 4.

Таблица 1

Международная система единиц (СИ)

Величин		Единица	
наименование	размерность	наименование	обозначение

Основные единицы СИ

Длина	<i>L</i>	метр	<i>m</i>
Масса	<i>M</i>	килограмм	<i>kg</i>
Время	<i>T</i>	секунда	<i>s</i>
Сила электрического тока	<i>I</i>	ампер	<i>A</i>
Термодинамическая температура **	<i>θ</i>	kelvin	<i>K</i>
Количество вещества	<i>n</i>	моль	моль
Сила света	<i>I</i>	кандела	<i>cd</i>

Дополнительная единица СИ

Плоский угол		радиан		рад
--------------	--	--------	--	-----

Величина		Единица	
наименование	размерность	наименование	обозначение
<i>Производные единицы СИ</i>			
Площадь	L^2	квадратный метр	m^2
Объем, вместимость	L^3	кубический метр	m^3
Скорость	LT^{-1}	метр в секунду	m/c
Угловая скорость	T^{-1}	радиан в секунду	rad/s
Частота вращения ***	T^{-1}	секунда в минус первой степени	c^{-1}
Ускорение	LT^{-2}	метр на секунду в квадрате	m/c^2
Угловое ускорение	T^{-2}	радиан на секунду в квадрате	rad/c^2
Сила, вес	LMT^{-2}	ньютон	$N (1 N = 1 kg \cdot m/c^2)$
Плотность	$L^{-3}M$	килограмм на кубический метр	kg/m^3
Удельный объем	L^3M^{-1}	кубический метр на килограмм	m^3/kg
Давление, механическое напряжение	$L^{-1}MT^{-2}$	паскаль	$Pa (1 Pa = 1 N/m^2)$
Энергия, работа, количество теплоты	L^2MT^{-2}	дюоуль	$Dж (1 Дж = 1 N \cdot m)$
Мощность	L^2MT^{-3}	ватт	$Bт (1 Вт = 1 Дж/c)$
Момент силы, крутящий момент	L^2MT^{-2}	ньютон-метр	$N \cdot m$
Динамическая вязкость	$L^{-1}MT^{-1}$	паскаль-секунда	$Pa \cdot s$
Кинематическая вязкость	L^2T^{-1}	квадратный метр в секунду	m^2/s
Объемный расход, подача насоса	L^3T^{-1}	кубический метр на секунду	m^3/s
Массовый расход	MT^{-1}	килограмм в секунду	kg/s
Электрическое напряжение	$L^2MT^{-3}I^{-1}$	вольт	$V (1 V = 1 Bт/A)$
Электрическое сопротивление	$L^2MT^{-3}I^{-2}$	ом	$Ом (1 Ом = 1 Bт/A)$
Теплоемкость системы	$L^2MT^{-2\theta-1}$	дюоуль на кельвин	$Dж/K$
Удельная теплоемкость	$L^2T^{-2\theta-1}$	дюоуль на килограмм-kelvin	$Dж/(kg K)$
Теплопроводность	$LMT^{-3\theta-1}$	ватт на метр-kelvin	$Bт/(m K)$

* В таблицы приложения включены только единицы физических величин, применяемые при расчетах объемных гидро- и пневмоприводов.

** Для измерения температуры допускается применять градусы Цельсия ($^{\circ}C$).

*** Временно допускается применять единицу частоты вращения об/с и об/мин.

Таблица 2

Приставки и множители для образования десятичных кратных и дольных единиц и их наименования

Наименование	Обозначение	Множитель	Наименование	Обозначение	Множитель	Наименование	Обозначение	Множитель
тера	Т	10^{12}	текто	г	10^2	милли	м	10^{-3}
гига	Г	10^9	дека	да	10^1	микро	мк	10^{-6}
mega	М	10^6	деки	д	10^{-1}	nano	н	10^{-9}
кило	к	10^3	санти	с	10^{-2}	пико	п	10^{-12}

Таблица 3

**Внесистемные единицы,
допускаемые к применению наравне с единицами СИ**

Величина	Единица	
	наименование	обозначение
Время	минута	мин
Плоский угол	час	ч
	градус	°
	минута	…/
	секунда	…''
Объем, вместимость	литр	л
Объемный расход	литр в минуту	л/мин

Таблица 4

Соотношение единиц СИ с другими единицами

Соотношение между единицами массы

$$\begin{aligned}1 \text{ кг} &= 10^3 \text{ г} & 1 \text{ г} &= 10^{-3} \text{ кг} \\1 \text{ кг} &= 0,102 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2/\text{м} & 1 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2/\text{м} &= 9,81 \text{ кг}\end{aligned}$$

Соотношение между единицами плоского угла

$$\begin{aligned}1 \text{ рад} &= 57,3^\circ & 1^\circ &= 1,75 \cdot 10^{-2} \text{ рад} \\1 \text{ рад} &= 3,44 \cdot 10^3' & 1' &= 2,91 \cdot 10^{-4} \text{ рад} \\1 \text{ рад} &= 2,06 \cdot 10^5'' & 1'' &= 4,85 \cdot 10^{-6} \text{ рад}\end{aligned}$$

Соотношение между единицами частоты вращения

$$\begin{aligned}1 \text{ с}^{-1} &= 1 \text{ об/с} & 1 \text{ об/с} &= 1 \text{ с}^{-1} \\1 \text{ с}^{-1} &= 60 \text{ об/мин} & 1 \text{ об/мин} &= 1/60 \text{ с}^{-1} = 0,016 \text{ с}^{-1}\end{aligned}$$

Соотношение между единицами плотности

$$\begin{aligned}1 \text{ кг}/\text{м}^3 &= 10^{-3} \text{ кг}/\text{дм}^3 & 1 \text{ кг}/\text{дм}^3 &= 10^3 \text{ кг}/\text{м}^3 \\1 \text{ кг}/\text{м}^3 &= 10^{-3} \text{ г}/\text{см}^3 & 1 \text{ г}/\text{см}^3 &= 10^3 \text{ кг}/\text{м}^3 \\1 \text{ кг}/\text{м}^3 &= 1,02 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4 & 1 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4 &= 9,81 \text{ кг}/\text{м}^3\end{aligned}$$

Соотношение между единицами силы

$$1 \text{ Н} = 0,102 \text{ кгс}$$

$$1 \text{ кгс} = 9,81 \text{ Н}$$

$$1 \text{ Н} = 10^5 \text{ дин}$$

$$1 \text{ дин} = 10^{-5} \text{ Н}$$

Соотношение между единицами давления и механического напряжения

$$1 \text{ Па} = 1,02 \cdot 10^{-5} \text{ кгс/см}^2$$

$$1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$$

$$1 \text{ МПа} = 9,81 \text{ кгс/см}^2$$

$$1 \text{ кгс/см}^2 = 0,1 \text{ МПа}$$

$$1 \text{ Па} = 0,102 \text{ мм вод. ст.}$$

$$1 \text{ мм вод. ст.} = 9,81 \text{ Па}$$

$$1 \text{ Па} = 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ мм рт. ст.}$$

$$1 \text{ мм рт. ст.} = 1,33 \cdot 10^3 \text{ Па}$$

$$1 \text{ Па} = 10^{-5} \text{ бар}$$

$$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па}$$

Соотношение между единицами энергии

$$1 \text{ Дж} = 0,102 \text{ кгс м}$$

$$1 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 9,81 \text{ Дж}$$

$$1 \text{ Дж} = 10^7 \text{ эрг}$$

$$1 \text{ эрг} = 10^{-7} \text{ Дж}$$

$$1 \text{ Дж} = 0,239 \text{ кал}$$

$$1 \text{ кал} = 4,19 \text{ Дж}$$

$$1 \text{ Дж} = 2,39 \cdot 10^{-4} \text{ ккал}$$

$$1 \text{ ккал} = 4,1868 \cdot 10^3 \text{ Дж}$$

Соотношение между единицами мощности

$$1 \text{ Вт} = 0,102 \text{ кгс} \cdot \text{м/с}$$

$$1 \text{ кгс} \cdot \text{м/с} = 9,81 \text{ Вт}$$

$$1 \text{ Вт} = 10^7 \text{ эрг/с}$$

$$1 \text{ эрг/с} = 10^{-7} \text{ Вт}$$

$$1 \text{ Вт} = 0,239 \text{ кал/с}$$

$$1 \text{ кал/с} = 4,1868 \text{ Вт}$$

$$1 \text{ Вт} = 1,36 \cdot 10^{-3} \text{ л. с.}$$

$$1 \text{ л. с.} = 736 \text{ Вт}$$

Соотношение между единицами динамической вязкости

$$1 \text{ Па} \cdot \text{с} = 10 \text{ П}$$

$$1 \text{ П} = 0,1 \text{ Па} \cdot \text{с}$$

$$1 \text{ Па} \cdot \text{с} = 0,102 \text{ кгс} \cdot \text{с/м}^2$$

$$1 \text{ кгс} \cdot \text{с/м}^2 = 9,81 \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Соотношение между единицами кинематической вязкости

$$1 \text{ м}^2/\text{с} = 10^4 \text{ Ст}$$

$$1 \text{ Ст} = 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$1 \text{ м}^2/\text{с} = 10^6 \text{ сСт}$$

$$1 \text{ сСт} = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$1 \text{ мм}^2/\text{с} = 1 \text{ сСт}$$

$$1 \text{ сСт} = 1 \text{ мм}^2/\text{с}$$

Соотношение между единицами объемного расхода и подачи насоса

$$1 \text{ м}^3/\text{с} = 6 \cdot 10^4 \text{ л/мин}$$

$$1 \text{ л/мин} = 1,67 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$$

$$1 \text{ дм}^3/\text{с} = 60 \text{ л/мин}$$

$$1 \text{ л/мин} = 1,67 \cdot 10^{-3} \text{ дм}^3/\text{с}$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамов Е. И., Колесниченко К. А., Маслов В. Т. Элементы гидропривода: Справочник, изд. 2-е, перераб. и доп. Киев: Техника, 1977. 320 с.
2. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод /Под ред. В. Н. Про-кофьева. М.: Машиностроение, 1969. 436 с.
3. Анульев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. М.: Машиностроение, 1979, т. 3. 557 с.
4. Башта Т. М. Гидроприводы и гидроавтоматика. М.: Машиностроение, 1972. 320 с.
5. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. М.: Машиностроение, 1974. 605 с.
6. Бурдун Г. Д. Справочник по международной системе единиц, 3-е изд., доп. М.: Издательство стандартов, 1980. 232 с.
7. Коваль П. В. Гидравлика и гидропривод горных машин. М.: Машиностроение, 1979. 319 с.
8. Методические указания по внедрению ГОСТ 2789—73. М.: Издательство стандартов, 1975. 16 с.
9. Рекомендации по внедрению стандартов СЭВ на допуски и посадки глад-ких соединений (ЕСДП СЭВ). М : Издательство стандартов, 1980. 94 с.
10. Сапожников В. М. Монтаж и испытания гидравлических и пневматиче-ских систем летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1979. 256 с.
11. Чупраков Ю. И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. М.: Машино-строение, 1979. 232 с.
12. Элементы и устройства пневмоавтоматики высокого давления: Каталог/ Под ред. А. И. Кудрявцева и А. Я. Оксененко. М.: НИИМАШ, 1978. 156 с.
13. Элементы приборных устройств. Курсовое проектирование/Под ред. О. Ф. Тищенко. В 2-х ч. М.: Высшая школа, 1978, ч. 1. 328 с., ч. 2. 232 с.

О ГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава 1. Общие сведения об объемных гидроприводах	5
§ 1.1. Основные понятия и принцип работы объемных гидроприволов	5
§ 1.2. Области применения объемных гидроприводов	9
§ 1.3. Основные физические свойства жидкости	11
§ 1.4. Рабочие жидкости гидроприводов	15
Глава 2. Общие технические требования к приводам	22
§ 2.1. Понятие о качестве изделий	22
§ 2.2. Конструктивные требования к приводам	25
§ 2.3. Общие понятия о прочности и устойчивости приводов к воздействию внешних факторов	27
§ 2.4. Надежность приводов и способы ее повышения	30
§ 2.5. Отработка конструкции приводов на технологичность	34
§ 2.6. Стандартизация и унификация приводов и их основных устройств	37
§ 2.7. Безопасность конструкции приводов	38
§ 2.8. Метрологическое обеспечение приводов на стадиях их разработки	41
Глава 3. Стадии разработки и правила выполнения конструкторской документации	43
§ 3.1. Задачи научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ	43
§ 3.2. Разработка технического задания и технического предложения на изделие	43
§ 3.3. Разработка эскизного и технического проектов	45
§ 3.4. Разработка рабочей конструкторской документации	46
§ 3.5. Общие сведения о конструкторских документах	47
§ 3.6. Выполнение гидравлических и пневматических схем	48
§ 3.7. Выполнение проектных и рабочих чертежей	50
§ 3.8. Обозначение допусков и шероховатостей поверхностей на чертежах	52
§ 3.9. Выполнение текстовых документов	61
§ 3.10. Выполнение эксплуатационных документов	63
Глава 4. Объемные гидромашины	65
§ 4.1. Общие сведения о роторных гидромашинах	65
§ 4.2. Шестеренные насосы	69
§ 4.3. Пластинчатые насосы и гидромоторы	72
§ 4.4. Радиально-поршневые насосы и гидромоторы	75
§ 4.5. Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы	84
§ 4.6. Принципы выбора приводящих двигателей для насосов	96
§ 4.7. Гидравлические цилиндры	100
§ 4.8. Поворотные гидродвигатели	107
Глава 5. Гидроаппаратура	111
§ 5.1. Общие сведения и определения	111
§ 5.2. Гидравлические клапаны давления	113

§ 5.3. Гидравлические дроссели и регуляторы потока	122
§ 5.4. Гидравлические распределители	125
§ 5.5. Гидравлические клапаны соотношения расходов	136
§ 5.6. Гидравлические обратные клапаны и гидрозамки	138
Глава 6. Кондиционеры рабочей жидкости, гидроемкости и гидролинии	142
§ 6.1. Гидравлические фильтры	142
§ 6.2. Сепараторы гидросистем	149
§ 6.3. Теплообменные аппараты гидроприводов	150
§ 6.4. Гидробаки	151
§ 6.5. Гидроаккумуляторы	154
§ 6.6. Общие сведения о гидролиниях	157
§ 6.7. Гидравлические расчеты трубопроводов и каналов	160
§ 6.8. Соединения трубопроводов и гибких рукавов	162
Глава 7. Уплотнительные устройства	166
§ 7.1. Общие сведения об уплотнительных устройствах	166
§ 7.2. Герметизация соединений уплотнительными кольцами	167
§ 7.3. Герметизация соединений уплотнительными манжетами	170
§ 7.4. Герметизация соединений с помощью металлических уплотнительных устройств	172
Глава 8. Электрогидравлические усилители мощности	174
§ 8.1. Общие сведения об электрогидравлических усилителях мощности	174
§ 8.2. Электрогидравлические рулевые машины	179
§ 8.3. Механизмы управления регулируемых насосов	183
§ 8.4. Общие сведения об электромеханических преобразователях	186
Глава 9. Объемные гидроприводы	188
§ 9.1. Классификация объемных гидроприводов и гидропередач	188
§ 9.2. Гидроприводы с дроссельным регулированием	190
§ 9.3. Гидроприводы с объемным регулированием	197
§ 9.4. Принципиальные схемы типовых гидроприводов	201
Глава 10. Общие сведения о пневмоприводах	208
§ 10.1. Основные понятия и принцип работы пневмоприводов	208
§ 10.2. Общие сведения о воздушных поршневых компрессорах	212
§ 10.3. Конструктивные особенности пневмодвигателей и пневмоаппаратуры	214
§ 10.4. Классификация пневмоприводов	217
§ 10.5. Принципиальные схемы пневмоприводов	218
Глава 11. Методы измерения параметров гидроприводов и пневмоприводов	223
§ 11.1. Общие сведения о методах и средствах измерений	223
§ 11.2. Измерение давления рабочих сред	225
§ 11.3. Измерение частоты вращения	228
§ 11.4. Измерение расхода рабочих сред	230
§ 11.5. Измерение температуры рабочих сред	232
§ 11.6. Измерение крутящего момента	235
Глава 12. Испытания и эксплуатации гидроприводов и пневмоприводов	238
§ 12.1. Требования безопасности к испытаниям и эксплуатации приводов	238
§ 12.2. Общие сведения об испытаниях	240
§ 12.3. Требования к испытательным стендам	243
§ 12.4. Механические и климатические испытания	244
§ 12.5. Гидравлические и пневматические испытания на прочность и герметичность	248
§ 12.6. Испытания гидромашин, гидроцилиндров и гидроаппаратуры	252
§ 12.7. Общие сведения об эксплуатации и ремонте приводов	259
Приложение	263
Список литературы	267

ИБ № 1949

Олег Филиппович Никитин, Кирилл Михайлович Холин

ОБЪЕМНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ

Редактор О. Ф. Корсун

Художественный редактор И. К. Капралова
Технический редактор В. И. Орешкина

Корректор Н. Г. Богомолова
Переплет художника В. Н. Фирсова

Сдано в набор 20.10.80. Подписано в печать 19.02.81. Т-01352 Формат 60×90^{1/16}
Бумага типографская № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 17,0
Уч.-изд. л. 17,8. Тираж 28 000 экз. Заказ 353. Цена 80 к.

Издательство «Машиностроение», 107076, Москва, В-76.
Стромынский пер., 4

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени
Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгения Соколовой
Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
193144, г. Ленинград, ул. Монсеенко, 10.

О.Ф. НИКИТИН, К.М. ХОЛИН

**ОБЪЁМНЫЕ
ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ
И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ
ПРИВОДЫ**

