

Лекции по гидро-пневмосистемам. Лекция 1.

Рабочие жидкости для гидросистем. Гидравлические линии

В гидроприводе рабочая жидкость является энергоносителем, благодаря которому устанавливается связь между насосом и гидродвигателем. Кроме того, рабочая жидкость обеспечивает смазку подвижных частей элементов гидропривода. Физические свойства жидкостей подробно были изложены в [9, стр.10...15].

2.1. Характеристика рабочих жидкостей

В качестве рабочих жидкостей в гидравлическом приводе применяют минеральные масла, водомасляные эмульсии, смеси и синтетические жидкости. Выбор типа и марки рабочей жидкости определяется назначением, степенью надежности и условиями эксплуатации гидроприводов машин.

Минеральные масла получают в результате переработки высококачественных сортов нефти с введением в них присадок, улучшающих их физические свойства. Присадки добавляют в количестве 0,05...10%. Присадки могут быть многофункциональными, т.е. влиять на несколько физических свойств сразу. Различают присадки антиокислительные, вязкостные, противоизносные, снижающие температуру застывания жидкости, антипенные и т.д.

Водомасляные эмульсии представляют собой смеси воды и минерального масла в соотношениях 100:1, 50:1 и т.д. Минеральные масла в эмульсиях служат для уменьшения коррозионного воздействия рабочей жидкости и увеличения смазывающей способности. Эмульсии применяют в гидросистемах машин, работающих в пожароопасных условиях и в машинах, где требуется большое количество рабочей жидкости (например, в гидравлических прессах). Применение ограничено отрицательными и высокими (до 60 С) температурами.

Смеси различных сортов минеральных масел между собой, с керосином, глицерином и т.д. применяют в гидросистемах высокой точности, а также в гидросистемах, работающих в условиях низких температур.

Синтетические жидкости на основе силиконов, хлор- и фторуглеродистых соединениях, полифеноловых эфиров и т.д. негорючи, стойки к воздействию химических элементов, обладают стабильностью вязкостных характеристик в широком диапазоне температур. В последнее время, несмотря на высокую стоимость синтетических жидкостей, они находят все большее применение в гидроприводах машин общего назначения.

2.2. Выбор и эксплуатация рабочих жидкостей

Выбор рабочих жидкостей для гидросистемы машины определяется:

- диапазоном рабочих температур;
- давлением в гидросистеме;
- скоростями движения исполнительных механизмов;
- конструкционными материалами и материалами уплотнений;
- особенностями эксплуатации машины (на открытом воздухе или в помещении, условиями хранения машины, возможностями засорения и т.д.).

Диапазон рекомендуемых рабочих температур находят по вязкостным характеристикам рабочих жидкостей. Верхний температурный предел для выбранной рабочей жидкости определяется допустимым увеличением утечек и снижением объемного КПД, а также прочностью пленки рабочей жидкости.

Нижний температурный предел определяется работоспособностью насоса, характеризующейся полным заполнением его рабочих камер или пределом прокачиваемости жидкости насосом. При безгаражном хранении машин в зимнее время вязкость жидкостей становится настолько высокой, что в периоды пуска и разогрева гидросистемы насос некоторое время не прокачивает рабочую жидкость. В результате возникает "сухое" трение подвижных частей насоса, кавитация, интенсивный износ и выход насоса из строя. Таким образом, при применении рабочих жидкостей в условиях отрицательных температур пуску гидропривода в работу должен непременно предшествовать подогрев рабочей жидкости.

Максимальные и минимальные значения вязкости рабочих жидкостей в зависимости от типа насоса приведены в табл.2.1.

Значения вязкости при крайних температурных пределах

Таблица 2.1

Тип насоса	Значение вязкости (сСт) при температурном пределе		
	нижнем		верхнем
	по условию прокачиваемости	по условию полного заполнения рабочих камер	по условию обеспечения смазывающей пленки и значению КПД = 0,80...0,85
Шестеренный	4500...5000	1380...1250	16...18
Пластинчатый	4000...4500	680...620	10...12
Аксиально-поршневой	1800...1600	570...530	6...8

Рабочее давление в гидросистеме и скорость движения исполнительного механизма также являются важными показателями, определяющими выбор рабочей жидкости. Утечки жидкости повышаются при увеличении давления, следовательно, было бы лучше применять рабочую жидкость с повышенной вязкостью. Но при этом будут увеличиваться гидравлические потери, и снижаться КПД гидропривода. Аналогичное влияние оказывает на рабочую жидкость скорость движения исполнительных механизмов. В настоящее время нет научно обоснованных рекомендаций по выбору рабочих жидкостей в зависимости от давления и скорости движения исполнительного механизма. Однако отмечается стремление при больших давлениях применять рабочую жидкость повышенной, а при низких давлениях - пониженной вязкости.

При эксплуатации гидросистем необходимо создавать такие условия, при которых рабочая жидкость по возможности дольше сохраняла бы свои первоначальные свойства. Для этого необходимо: не смешивать в одной таре свежую и бывшую в эксплуатации рабочие жидкости; пользоваться чистым заправочным инвентарем; не допускать смешивания рабочей жидкости с водой; не допускать попадания в жидкость пыли, песка, стружки и других механических частиц. При этом необходимо: фильтровать жидкость перед ее заливкой; герметично закрывать резервуары, содержащие рабочую жидкость. При работе гидропривода в широком диапазоне температур рекомендуется применять летние и зимние сорта рабочих жидкостей. Необходимо также после первого периода работы гидропривода в течение 50...100 ч заменять рабочую жидкость для ее фильтрации и очистки от продуктов износа в начальный период эксплуатации.

Наиболее распространенными являются два сорта рабочих жидкостей - ВМГЗ и МГ-30. Они позволяют заменить более 30 сортов специальных масел - промышленных, турбинных, трансформаторных, дизельных, моторных, цилиндровых, веретенных и т.д.

2.3. Гидравлические линии

В гидросистемах машин отдельные элементы находятся на расстоянии друг от друга и соединяются между собой гидролиниями. Гидролинии должны обладать: - достаточной прочностью; - минимальными потерями давления на преодоление гидравлических сопротивлений; - отсутствием утечек жидкости; - отсутствием в трубах воздушных пузырей.

Трубопроводы в зависимости от своей конструкции делятся на жесткие и гибкие.

Жесткие трубопроводы изготавливают из стали, меди, алюминия и его сплавов. Стальные применяют при высоких давлениях (до 320 ат). Трубы из сплавов алюминия применяют при давлениях до 150 ат и главным образом в гидросистемах машин с ограниченной массой (авиация). Медные трубопроводы при меньших давлениях (до 50 ат), там, где требуется изгиб труб под большими углами, что обеспечивает компактность гидросистемы, и применяются для дренажных линий.

Гибкие трубопроводы (рукава) бывают двух видов: резиновые и металлические. Для изготовления *резиновых рукавов* применяют натуральную и синтетическую резину. Рукав состоит из эластичной внутренней резиновой трубки, упрочненной наружной оплеткой или внутренним текстильным каркасом (рис.2.1). Их применяют тогда, когда соединяемые трубопроводом гидроагрегаты должны перемещаться относительно друг друга. При этом благодаря своей упругости резиновый рукав уменьшает пульсацию давления в гидросистеме. Они имеют следующие недостатки: подвижность при изменении давления; снижение общей жесткости гидросистемы; малая долговечность (1,5...3 года). Поэтому при проектировании гидросистем машин резиновых рукавов следует по возможности избегать.

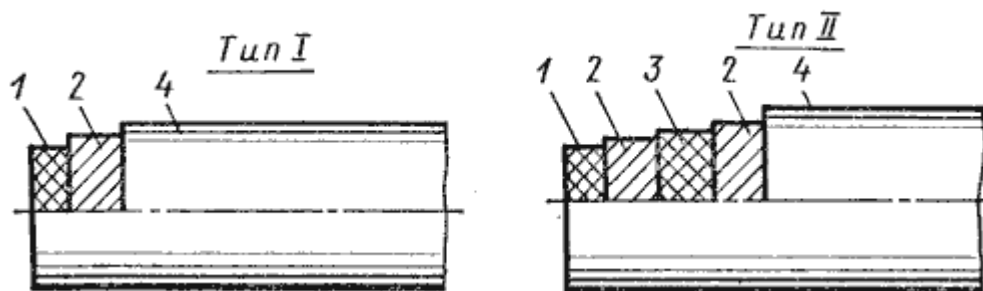


Рис.2.1. Схемы конструкции рукавов с оплеткой:
 1 - внутренний резиновый слой; 2 - металлическая оплетка;
 3 - промежуточный резиновый слой; 4 - наружный резиновый слой

Металлические рукава имеют гофрированную внутреннюю трубу, выполненную из бронзовой или стальной ленты, и наружную проволочную оплетку. Между витками ленты находится уплотнитель. Рукава с хлопчатобумажным уплотнением предназначены для работы с температурой рабочей жидкости до 110 С, а с асбестовым уплотнением - до 300 С. Металлические рукава применяют в специфических условиях эксплуатации гидросистем, в контакте с агрессивными рабочими жидкостями.

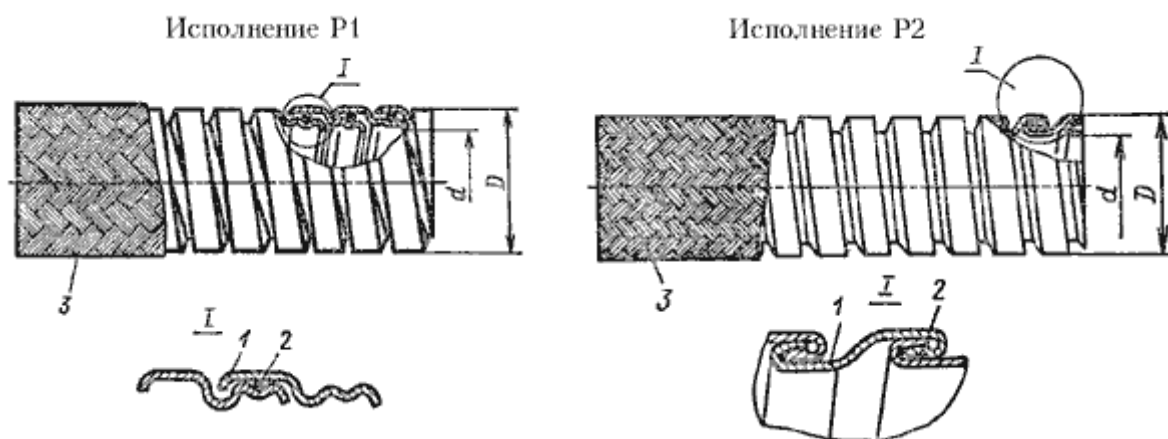


Рис.2.2. Металлические рукава:
 1 - профилированная лента; 2 - уплотнитель; 3 - проволочная оплетка

2.4. Соединения

Соединениями отдельные трубы и гидроагрегаты монтируются в единую гидросистему. Кроме того, соединения применяют и тогда, когда в гидросистеме необходимо предусмотреть технологические разъемы. Соединения могут быть неразборными и разборными.

Неразборные соединения применяют в недемонтируемых гидросистемах. Для соединения труб применяют сварку и пайку встык или используют муфты (переходные втулки) с прямыми с скошенными под углом 30 концами. При применении неразборных соединений масса гидролиний может быть уменьшена на 25...30% по сравнению с применением разборных соединений.

Разборные соединения (неподвижные и подвижные) - это соединения при помощи фланцев, штуцеров, ниппелей и других соединительных элементов.

Неподвижное разборное соединение может быть выполнено по наружному и внутреннему конусу, с врезающимся кольцом и фланцевое.

Соединение по *наружному конусу* (рис.2.3) состоит из трубопровода 1 с развальцованным на конус концом, ниппеля 2, штуцера 3 и накидной гайки 4. Герметичность соединения обеспечивается плотным прилеганием развальцованного конца трубы к наружной поверхности штуцера и соответствующей затяжкой накидной гайки. Недостатками такого соединения являются: уменьшение прочности трубы в месте р?струба; возможность образования незаметных для глаза кольцевых трещин; сравнительно большой момент затяжки накидной гайки; небольшое количество переборок; применение специализированного инструмента для развальцовки.

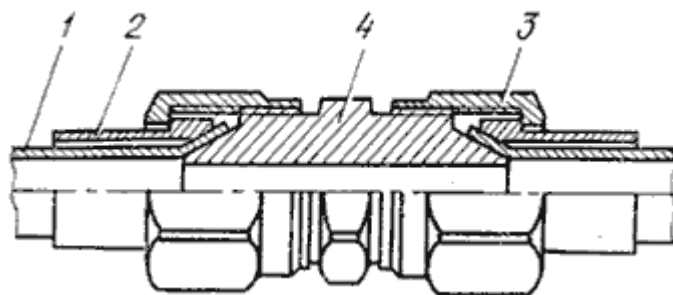


Рис.2.3. Соединение по наружному конусу

Неподвижное разборное соединение по внутреннему конусу (рис.2.4) состоит из ниппеля 4, приваренного или припаянного к трубе 5, штуцера 2 и накладной гайки 1. Герметичность соединения обеспечивается плотным прилеганием наружной поверхности ниппеля к внутренней поверхности штуцера и затяжной накладной гайки. Соединение по внутреннему конусу допускает большое количество переборок, а при его монтаже не происходит нежелательных деформаций в трубах и в соединительной арматуре. Благодаря сферической поверхности ниппеля допускается небольшой перекося труб.

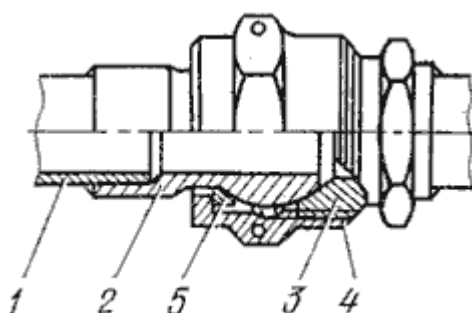


Рис.2.4. Соединение по внутреннему конусу

Соединение с *врезающимся кольцом* (рис.2.5) состоит из штуцера 1 с внутренней конической поверхностью 2, накладной гайки 5 и врезающегося кольца 3. Кольцо изготовлено из стали с цементированной поверхностью, а его конец, обращенный к штуцеру, имеет режущую кромку. При затяжке соединения гайкой режущая кромка врезается в трубу 4, происходит деформация кольца, которое получает форму, соответствующую конической поверхности штуцера. В результате обеспечиваются требуемые прочность и герметичность соединения.

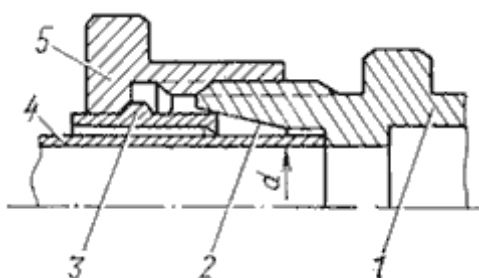


Рис.2.5. Соединение с врезающимся кольцом

К неподвижным разборным соединениям относится и *фланцевое соединение* (рис.2.6), которое применяют при монтаже гидросистем с трубами, имеющими диаметр условного прохода более 32 мм при рабочих давлениях до 32 МПа. Герметичность обеспечивается установкой между фланцами уплотнительных колец.

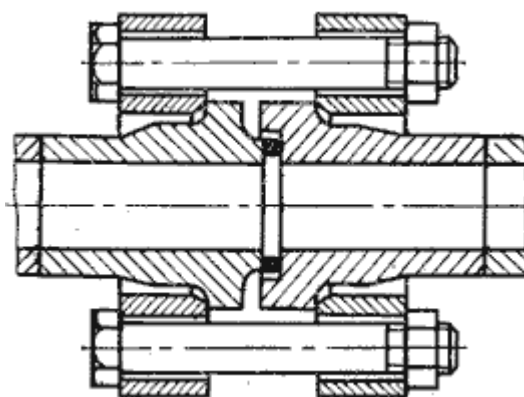


Рис.2.6. Фланцевое соединение

Подвижное разборное соединение применяется в гидросистемах землеройных, строительных, лесных и других машин. Здесь нередко применяют гидроцилиндры, которые должны поворачиваться на небольшой угол относительно оси, проходящей через точку крепления гидроцилиндра. При монтаже таких гидросистем применяют подвижные соединения, имеющие одну, две и более степеней свободы. На рис.2.7, а приведено поворотное соединение с одной степенью свободы, которое состоит из штуцера 1 и закрепленного на нем поворотного угольника 2. От осевого перемещения угольник стопорится шайбой 3 и кольцом 4. Герметичность соединения обеспечивается резиновыми кольцами 5 с защитными шайбами 6.

Другим примером подвижного соединения является свернутый в спираль трубопровод (рис.2.7, б). В этом случае спираль необходимо закрепить в двух точках (точки 1 и 2). Во время поворота гидроцилиндра спираль может растягиваться. Такой способ соединения может обеспечивать несколько степеней свободы.

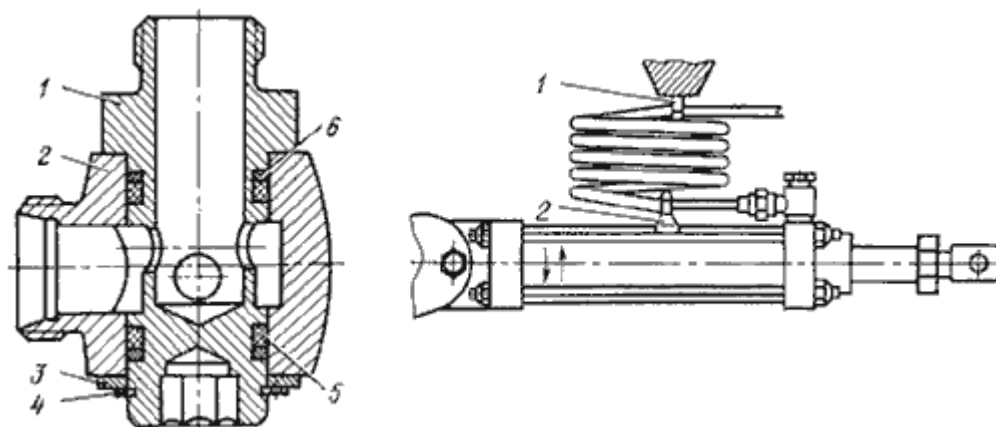


Рис.2.7. Подвижное разборное соединение:
а - шарнирное; б - в виде трубы, свернутой в спираль

Способ заделки в концах гибких трубопроводов соединительной арматуры определяется давлением и конструкцией гибкого трубопровода. При давлении до 0,5 МПа (рис.2.8, а) конец рукава навинчивают на наконечник или на ниппель 1 с гребенчатой поверхностью и закрепляют хомутом 2. При давлениях до 10 МПа соединение конца рукава происходит в результате зажатия его между ниппелем и зажимной муфтой (обоймой). При таком способе (рис.2.8, б) рукав 1 ввинчивают в зажимную муфту 2, имеющую резьбу с большим шагом. Далее в муфту ввинчивают ниппель 3, который своей конусной поверхностью вдавливает конец рукава в резьбу муфты и зажимает его. Для давлений более 10 МПа муфту 2 обжимают в специальном цанговом приспособлении. Накладной гайкой 4 производят соединение рукава с гидрооборудованием.

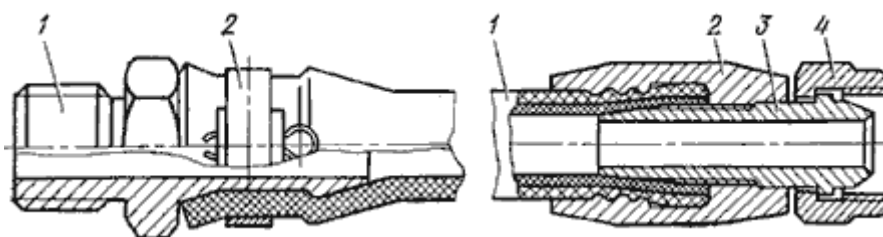


Рис.2.8. Заделка концов рукавов:
а - при давлении до 0,5 МПа; б - при давлении свыше 10 МПа

2.5. Расчет гидролиний

Целью расчета гидролиний является определение внутреннего диаметра трубопроводов, потерь давления на преодоление гидравлических сопротивлений и толщины стенок труб.

Внутренний диаметр (условный проход) трубопровода d определяют по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}},$$

или

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{v}},$$

где Q - расход жидкости, м³/с для (2.1) и л/мин для (2.2);

v - скорость движения жидкости, м/с;

d - внутренний диаметр трубопровода, м для (2.1) и мм для (2.2).

Скорость течения жидкости в трубопроводах зависит в основном от давления в гидросистеме (табл.2.2).

Таблица 2.2

	Рекомендуемые значения скорости рабочей жидкости							
	Трубопроводы							
	Всасывающие	Сливные	Нагнетательные					
P_H , МПа	—	—	2,5	6,3	16	32	63	100
$v_{РЖ}$ м/с	1,2	2	3	3,5	4	5	6,3	10

Потеря давления на преодоление гидравлических сопротивлений по длине каждого участка трубопровода определяется по формуле

$$\Delta P_{дл} = \rho \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v_{РЖ}^2}{2},$$

где ρ - плотность рабочей жидкости, кг/м³;

λ - коэффициент гидравлического трения;

l - длина трубопровода, м.

Если на пути движения рабочей жидкости встречаются местные сопротивления, то потеря давления в местных сопротивлениях определяется по формуле Вейсбаха

$$\Delta P_{м} = \rho \zeta \frac{v_{РЖ}^2}{2},$$

где ζ - коэффициент местных сопротивлений.

Значения коэффициентов ζ для наиболее распространенных видов местных сопротивлений принимают следующими: для штуцеров и переходников для труб $\zeta = 0,1 \dots 0,15$; для угольников с поворотом под углом 90° $\zeta = 1,5 \dots 2,0$; для прямоугольных тройников для разделения и объединения потоков $\zeta = 0,9 \dots 2,5$; для плавных изгибов труб на угол 90° с радиусом изгиба, равным $(3 \div 5)d$ $\zeta = 0,12 \dots 0,15$; для входа в трубу $\zeta = 0,5$; для выхода из трубы в бак или в цилиндр $\zeta = 1$.

При ламинарном режиме Т.М. Башта [3, с.29] для определения коэффициента гидравлического трения λ рекомендует при $Re < 2300$ применять формулу

$$\lambda = \frac{75}{Re},$$

а при турбулентном режиме течения жидкости в диапазоне $Re = 2\,300 \dots 100\,000$ коэффициент λ определяется по полуэмпирической формуле Блазиуса

$$\lambda_T = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}.$$

Если

$$Re > 10 \frac{d}{\Delta_3},$$

где Δ_3 - эквивалентная шероховатость труб (для новых бесшовных стальных труб $\Delta_3 = 0,05$ мм, для латунных - $\Delta_3 = 0,02$ мм, для медных - $0,01$, для труб из сплавов из алюминия - $0,06$, для резиновых шлангов - $0,03$), то коэффициент гидравлического трения определяется по формуле А.Д. Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_3}{d} \right)^{0,25}.$$

Потери давления в гидроаппаратуре ΔP_{ca} принимают по ее технической характеристике после выбора гидроаппаратуры. После этого суммируют потери давления

$$\Delta P = \Delta P_{dl} + \Delta P_m + \Delta P_{ca}$$

При выполнении гидравлического расчета *производят проверку бескавитационной работы насоса*. Вакуум у входа в насос определяют по формуле

$$P_6 = \rho g \left(h_s + h_{mp} \frac{\alpha v^2}{2g} \right),$$

где h_s - расстояние от оси насоса до уровня рабочей жидкости в баке; h_{mp} - потери напора на преодоление всех гидравлических сопротивлений во всасывающей гидролинии; v - скорость движения жидкости во всасывающей гидролинии; α - коэффициент Кориолиса.

Рекомендуемый (с запасом на бескавитационную работу насоса) вакуум P_6 у входа в насос должен быть не более $0,04$ МПа. Если $P_6 > 0,04$ МПа, то нужно увеличить диаметр всасывающего трубопровода или расположить бак выше оси насоса. При этом считается, что рабочая жидкость находится в баке с атмосферным давлением $P_{ам} = 0,1$ МПа. Таким образом, разность давлений в баке P_6 (с атмосферным или избыточным давлением) и на входе в насос P_6 не должна быть меньше $0,06$ МПа.

Определение толщины стенок является проверочным расчетом на прочность жестких труб, подобранных по ГОСТу. Толщину стенки трубы определяют по формуле

$$\delta = \frac{Pd}{2\sigma_6} n,$$

где P - максимальное статическое давление;

σ_6 - допускаемое напряжение на разрыв материала труб, принимаемое равным $30 \dots 35\%$ от временного сопротивления;

n - коэффициент запаса, $n = 3 \dots 6$, для гнутых труб принимается равным на 25% ниже.

С учетом возможных механических повреждений толщина стенок стальных труб должна быть не менее $0,5$ мм, а для медных - не менее $0,8 \dots 1,0$ мм.

Насосы и гидромоторы

3.1. Некоторые термины и определения

Насос - гидравлическая машина, в которой механическая энергия, приложенная к выходному валу, преобразуется в гидравлическую энергию потока рабочей жидкости.

Гидродвигатель - машина, в которой энергия потока рабочей жидкости преобразуется в энергию движения выходного звена. Если выходное звено получает вращательное движение, то такой гидродвигатель называют *гидромотором*, если поступательное, то *силовым цилиндром*.

Гидромашина, которая может работать в режиме насоса или гидромотора, называется *обратимой*.

Рабочий объем гидромашины в насосе - это объем жидкости вытесняемый в систему за один оборот вала насоса; в гидромоторе - объем жидкости, необходимый для получения одного оборота вала гидромотора. Гидромашины изготавливаются с постоянным и переменным рабочим объемом. В соответствии с этим с постоянным рабочим объемом называются *нерегулируемые*, а с переменным - *регулируемые*.

Гидролиния (магистраль) - как уже говорилось в лекции 2, это трубопровод, по которому транспортируется рабочая жидкость. Различают магистрали всасывающие, напорные, сливные и дренажные.

Производительность насоса (подача) - это отношение объема подаваемой жидкости ко времени.

Теоретическая производительность насоса Q_T - это расчетный объем жидкости, вытесняемый в единицу времени из его полости нагнетания.

Действительная производительность насоса Q_D уменьшается на величину Q_H из-за обратного течения жидкости в насосе из полости нагнетания в полость всасывания и из-за утечки жидкости во внешнюю среду. Поэтому

$$Q_D = Q_T - Q_H,$$

а отношение

$$\frac{Q_D}{Q_T} = 1 - \frac{\Delta Q_H}{Q_T} = \eta_{об.н.}$$

где $\eta_{об.н.}$ - объемный КПД насоса.

Объемные потери и объемный КПД гидромотора. При работе машины в режиме гидромотора в приемную его полость поступает жидкость под давлением от насоса. Объемные потери в гидромоторе сводятся в основном к утечкам жидкости через зазоры между сопрягаемыми элементами. Это приводит к тому, что подводимый объем жидкости $Q_{П}$ превышает теоретическое значение Q_T . Поэтому

$$\eta_{об.м.} = \frac{Q_T}{Q_{П}} = 1 - \frac{\Delta Q_M}{Q_{П}} = 1 - \frac{\Delta Q_M}{Q_T + \Delta Q_M},$$

где ΔQ_M - величина утечек в гидромоторе (объемные потери).

Мощность и крутящий момент на валу гидромотора. Фактическая мощность развиваемая гидромотором при данном перепаде давлений

$$N_{M \text{ факт}} = \Delta P q_m \eta_m$$

где q_m - рабочий объем гидромотора;
 n_m - частота вращения гидромотора;
 η_m - общий КПД гидромотора.

Выразив крутящий момент через теоретическую мощность $N_T = \Delta P q n$ и угловую скорость $\omega = 2\pi n$, получим теоретическую величину крутящего момента для гидромашины:

$$M_T = \frac{N_T}{\omega} = \frac{N_T}{2\pi n} = \frac{Q_T \Delta P}{2\pi n}$$

3.2. Гидравлические машины шестеренного типа

Шестеренные машины в современной технике нашли широкое применение. Их основным преимуществом является конструкционная простота, компактность, надежность в работе и сравнительно высокий КПД. В этих машинах отсутствуют рабочие органы, подверженные действию центробежной силы, что позволяет эксплуатировать их при частоте вращения до 20 с^{-1} . В машиностроении шестеренные гидромашины применяются в системах с дроссельным регулированием.

Шестеренные насосы. Основная группа шестеренных насосов состоит из двух прямозубых шестерен внешнего зацепления (рис.3.1, а). Применяются также и другие конструктивные схемы, например, насосы с внутренним зацеплением (рис.3.1, б), трех- и более шестеренные насосы (рис.3.1, в).

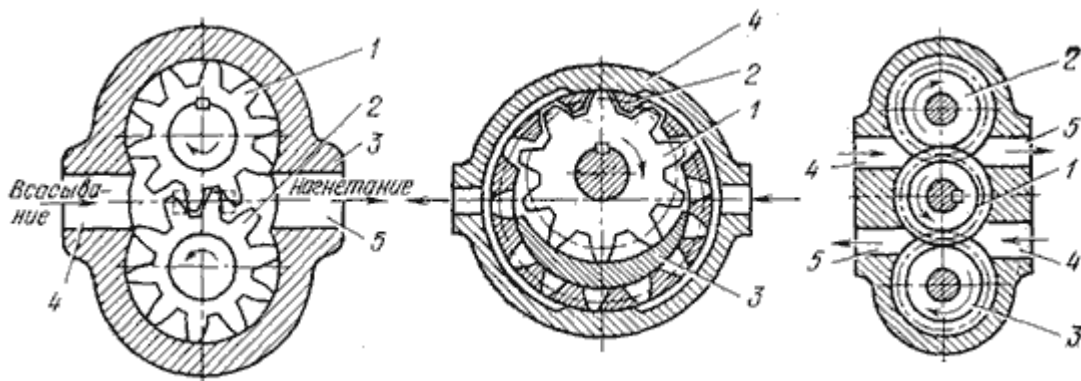


Рис.3.1. Схемы шестеренных насосов:

а - с внешним зацеплением; б - с внутренним зацеплением; в - трехшестеренный

Шестеренный насос с внешним зацеплением (рис.3.1, а) состоит из ведущей 1 и ведомой 2 шестерен, размещенных с небольшим зазором в корпусе 3. При вращении шестерен жидкость, заполнившая рабочие камеры (межзубовые пространства), переносится из полости всасывания 4 в полость нагнетания 5. Из полости нагнетания жидкость вытесняется в напорный трубопровод.

В общем случае подача шестеренного насоса определяется по формуле

$$Q = k \frac{D^2}{z} b n \eta_{об}$$

где k - коэффициент, для некорректированных зубьев $k = 7$, для корректированных зубьев $k = 9,4$; D - диаметр начальной окружности шестерни; z - число зубьев; b - ширина шестерен; n - частота оборотов ведущего вала насоса; $\eta_{об}$ - объемный КПД.

Шестеренный насос в разобранном состоянии представлен на рис.3.2. Шестеренный насос состоит из корпуса 8, выполненного из алюминиевого сплава, внутри которого установлены подшипниковый блок 2 с ведущей 1 и ведомой 3 шестернями и уплотняющий блок 5, представляющий собой другую половину подшипника. Для радиального уплотнения шестерен в центральной части уплотняющего блока имеются две сегментные поверхности, охватывающие с установленным зазором зубья шестерен. Для торцевого уплотнения шестерен служат две поджимные пластины 7, устанавливаемые в специальные пазы уплотняющего блока с обеих сторон шестерен. В поджимных пластинах и в левой части уплотняющего блока есть фигурные углубления под резиновые прокладки 6. Давлением жидкости из полости нагнетания пластины 7 прижимаются к торцам шестерен, благодаря чему автоматически компенсируется зазор, а утечки остаются практически одинаковыми при любом рабочем давлении насоса. Ведущая и ведомая шестерни выполнены заодно с цапфами, опирающимися на подшипники скольжения подшипникового и уплотняющего блоков. Одна из цапф ведущей шестерни имеет шлицы для соединения с валом приводящего двигателя. Насос закрывается крышкой 4 с уплотнительным резиновым кольцом 9. Приводной вал насоса уплотнен резиновой манжетой, закрепленной специальными кольцами в корпусе насоса.

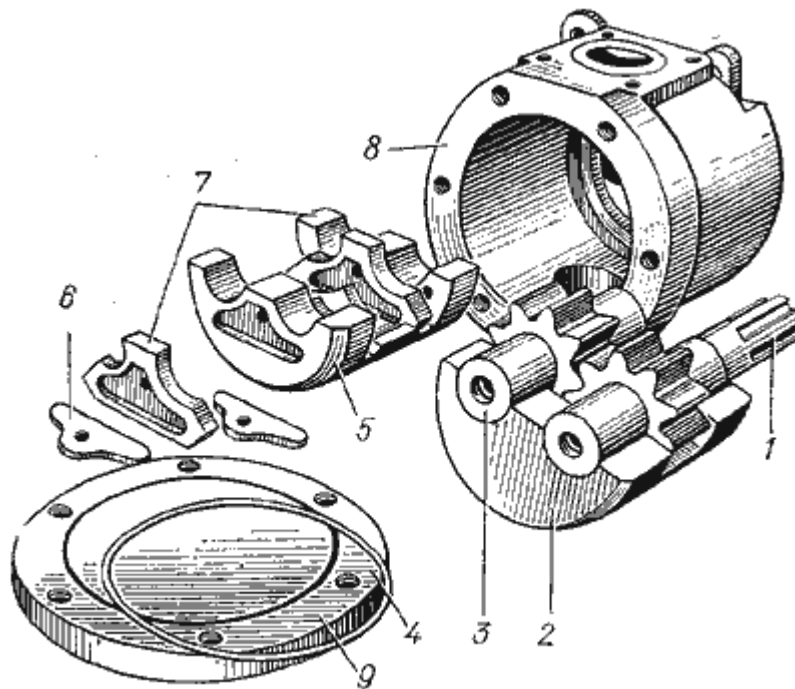


Рис.3.2. Шестеренный насос НШ-К и его составные элементы

Шестеренные насосы с внутренним зацеплением сложны в изготовлении, но дают более равномерную подачу и имеют меньшие размеры. Внутренняя шестерня 1 (см. рис.3.1, б) имеет на два-три зуба меньше, чем внешняя шестерня 2. Между внутренней и внешней шестернями имеется серповидная перегородка 3, отделяющая полость всасывания от напорной полости. При вращении внутренней шестерни жидкость, заполняющая рабочие камеры, переносится в напорную полость и вытесняется через окна в крышках корпуса 4 в напорный трубопровод.

На рис.3.1, в приведена схема трехшестеренного насоса. В этом насосе шестерня 1 ведущая, а шестерни 2 и 3 - ведомые, полости 4 - всасывающие, а полости 5 - напорные. Такие насосы выгодно применять в гидроприводах, в которых необходимо иметь две независимые напорные гидролинии.

Равномерность подачи жидкости шестерным насосом зависит от числа зубьев шестерни и угла зацепления. Чем больше зубьев, тем меньше неравномерность подачи, однако при этом уменьшается производительность насоса. Для устранения зацемявления жидкости в зоне контакта зубьев шестерен в боковых стенках корпуса насоса выполнены разгрузочные канавки, через которые жидкость отводится в одну из полостей насоса.

Шестеренные гидромоторы. Работа шестеренных гидромоторов осуществляется следующим образом. Жидкость из гидроагистрала (см. рис.3.1, а) поступает в полость 4 гидродвигателя и, воздействуя на зубья шестерен, создает крутящий момент, равный

$$M_{кр} = k \frac{D^2 b}{2\pi z} \Delta P \eta_m,$$

где η_m - механический КПД гидромотора.

Конструктивно шестерные гидромоторы отличаются от насосов меньшими зазорами в подшипниках, меньшими усилиями поджатия втулок к торцам шестерен, разгрузкой подшипников от неуравновешенных радиальных усилий. Пуск гидромоторов рекомендуется производить без нагрузки.

Шестеренные машины являются обратимыми, т.е. могут быть использованы и как гидромоторы и как насосы.

3.3. Пластинчатые насосы и гидромоторы

Пластинчатые насосы и гидромоторы так же, как и шестеренные, просты по конструкции, компактны, надежны в эксплуатации и сравнительно долговечны. В таких машинах рабочие камеры образованы поверхностями статора, ротора, торцевых распределительных дисков и двумя соседними вытеснителями-платинами. Эти пластины также называют лопастями, лопатками, шиберами.

Пластинчатые насосы могут быть одно-, двух- и многократного действия. В насосах однократного действия одному обороту вала соответствует одно всасывание и одно нагнетание, в насосах двукратного действия - два всасывания и два нагнетания.

Схема насоса однократного действия приведена на рис.3.3. Насос состоит из ротора 1, установленного на приводном валу 2, опоры которого размещены в корпусе насоса. В роторе имеются радиальные или расположенные под углом к радиусу пазы, в которые вставлены пластины 3. Статор 4 по отношению к ротору расположен с эксцентриситетом e . К торцам статора и ротора с малым зазором (0,02...0,03 мм) прилегают торцевые распределительные диски 5 с серповидными окнами. Окно 6 каналами в корпусе насоса соединено с гидролинией всасывания 7, а окно 8 - с напорной гидролинией 9. Между окнами имеются уплотнительные перемычки 10, обеспечивающие герметизацию зон всасывания и нагнетания. Центральный угол, образованный этими перемычками, больше угла между двумя соседними пластинами.

При вращении ротора пластины под действие м центробежной силы, пружин или под давлением жидкости, подводимой под их торцы, выдвигаются из пазов и прижимаются к внутренней поверхности статора. Благодаря эксцентриситету объем рабочих камер вначале увеличивается - происходит всасывание, а затем уменьшается - происходит нагнетание. Жидкость из линии всасывания через окна распределительных дисков вначале поступает в рабочие камеры, а затем через другие окна вытесняется из них в напорную линию.

При изменении эксцентриситета e изменяется подача насоса. Если $e = 0$ (ротор и статор расположены соосно), пластины не будут совершать возвратно-поступательных движений, объем рабочих камер не будет изменяться, и, следовательно, подача насоса будет равна нулю. При перемене эксцентриситета с $+e$ на $-e$

изменяется направление потока рабочей жидкости (линия 7 становится нагнетательной, а линия 9 - всасывающей). Таким образом, пластинчатые насосы однократного действия в принципе регулируемые и реверсируемые.

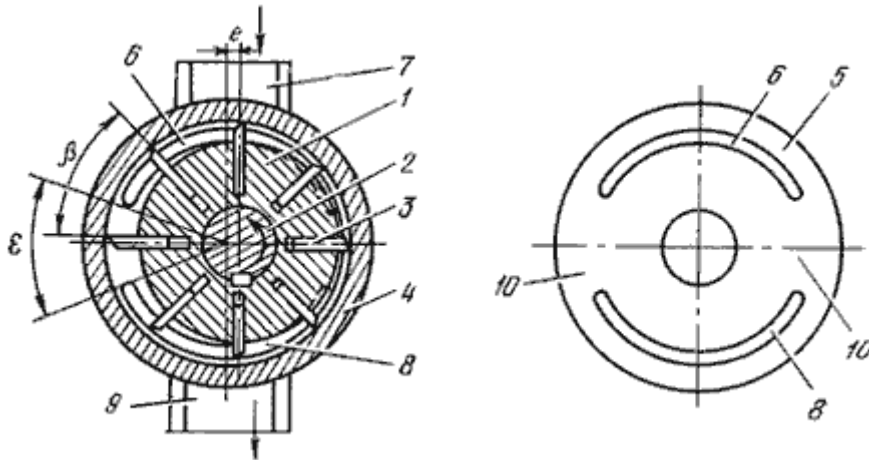
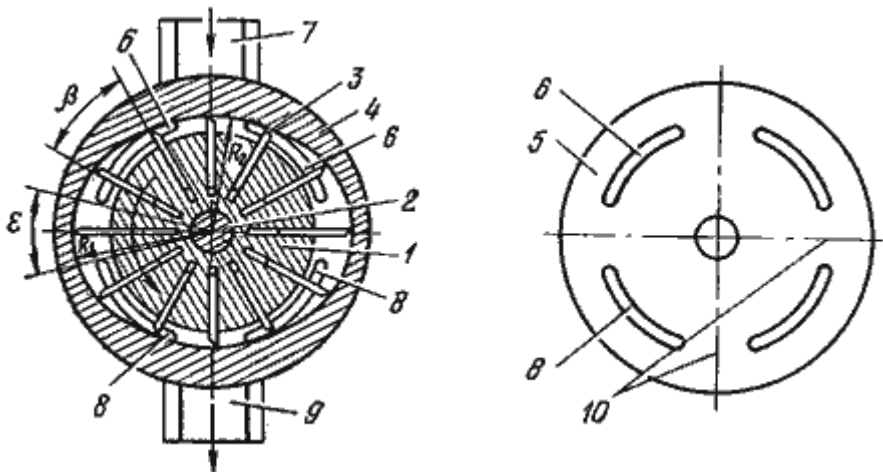


Рис.3.3. Схема пластинчатого насоса однократного действия:

1 - ротор; 2 - приводной вал; 3 - пластины; 4 - статор;

5 - распределительный диск; 6, 8 - окна; 7 - гидролиния всасывания; 9 - гидролиния нагнетания

Подачу пластинчатого насоса однократного действия определяют по формуле

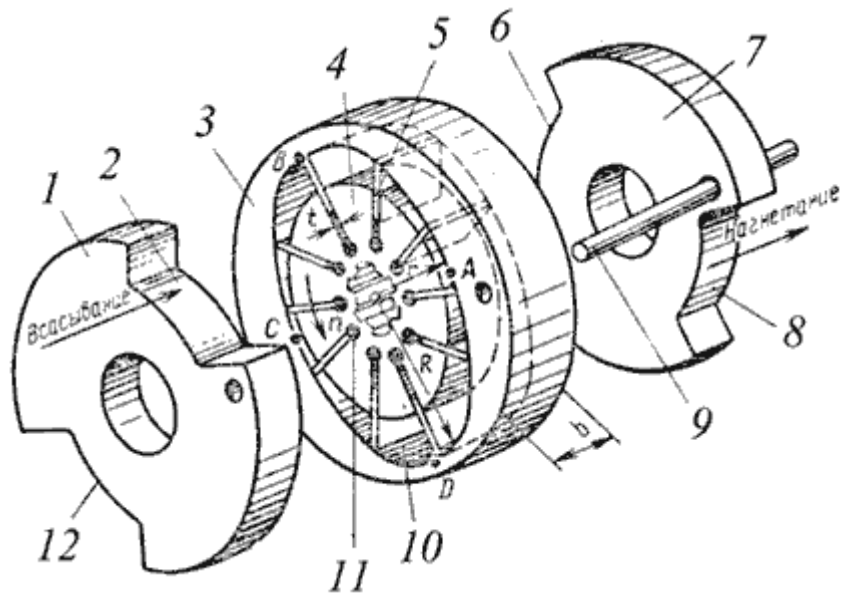


где b - ширина пластин; e - эксцентриситет; D - диаметр статора; z - число пластин; t - толщина пластин; n - частота вращения ротора.

Число пластин z может быть от 2 до 12. С увеличением числа пластин подача насоса уменьшается, но при этом увеличивается ее равномерность.

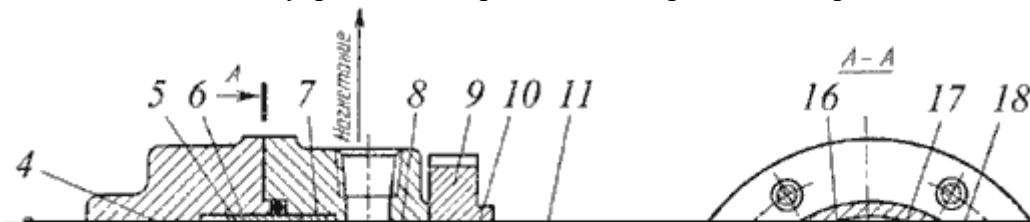
В насосах двойного действия (рис.3.4) ротор 1 и 2 статор соосны. Эти насосы имеют по две симметрично расположенные полости всасывания и полости нагнетания. Такое расположение зон уравнивает силы, действующие со стороны рабочей жидкости, и разгружает приводной вал 2, который будет нагружен только крутящим моментом. Для большей уравновешенности число пластин 3 в насосах двойного действия принимается четным. Торцевые распределительные диски 5 имеют четыре окна. Два окна 6 каналами в корпусе насоса соединяются с гидролинией всасывания 7, другие два 8 - с напорной гидролинией 9. Так же как и в насосах однократного действия, между окнами имеются уплотнительные перемычки 10. Для герметизации зон всасывания и нагнетания должно быть соблюдено условие, при котором $e < \beta$.

Профиль внутренней поверхности статора выполнен из дуг радиусами R_1 и R_2 с центром в точке O . Пазы для пластин в роторе могут иметь радиальное расположение под углом $7...15^\circ$ к радиусу, что уменьшает трение и исключает заклинивание пластин. Насосы с радиальным расположением пластин могут быть реверсивными.



а)

1, 7 - распределительные диски; 3 - статор; 4 - ротор; 5 - пластины;
6, 8 - окна напорной полости; 2, 12 - окна всасывающей полости; 9 - штифт;
10 - внутренняя поверхность статора; 11 - отверстие



б)

1 - крышка; 2, 8 - подшипники; 3, 7 - диски; 4 - окно; 5 - статор;
6 - ротор; 9 - фланец; 10 - манжеты; 11 - вал приводной; 12 - пружина;
13 - камера под давлением; 14 - окно всасывания; 15 - корпус; 16 - пластины;
17 - отверстие; 18 - штифт; 19 - окно

Рис.3.5. Рабочий комплект (а) и конструкция (б) пластинчатого насоса двойного действия Г12-2М

Рассмотрим еще раз устройство и принцип работы пластинчатого насоса двойного действия на примере насоса Г12-2М. Основными деталями насоса является корпус с крышкой, приводной вал с подшипниками и рабочий комплект (рис.3.5, а), состоящий из распределительных дисков 1 и 7, статора 3, ротора 4 и пластин 5. Диски и статор, зафиксированные в угловом положении относительно корпуса штифтом 9, прижимаются друг к другу пружинами (не показаны), а также давлением масла в напорной линии. При вращении ротора 4, связанного через шлицевое соединение с приводным валом, в направлении, указанном стрелкой, пластины 5 центробежной силой и давлением масла, подведенного в отверстия 11, прижимаются к внутренней поверхности 10 статора 3, имеющей форму овала, и, следовательно, совершают возвратно-поступательное движение в пазах ротора.

Во время движения пластин от точки *A* до точки *B* и от точки *C* до точки *D* объемы камер, образованных двумя соседними пластинами, внутренней поверхностью статора, наружной поверхностью ротора и торцевыми поверхностями дисков 1 и 7, увеличиваются, и масло заполняет рабочие камеры через окна 2 и 12 диска 1, связанные со всасывающей линией. При движении в пределах участков *BC* и *DA* объемы камер уменьшаются, и масло вытесняется в напорную линию гидросистемы через окна 6 и 8 диска 7. Поскольку зоны нагнетания (*BC* и *DA*) и всасывания (*AB* и *CD*) расположены диаметрально относительно ротора, на него не действуют радиальные усилия, что положительно сказывается на долговечности подшипников приводного вала.

Конструкция насоса показана на рис.3.5, б. В расточках корпуса 15 и крышки 1 установлен рабочий комплект (диски 3 и 7, статор 5, ротор 6, пластины 16). Ротор через шлицевое соединение связан с приводным валом 11, опирающимся на шарикоподшипники 2 и 8. Наружные утечки или подсос воздуха по валу исключается манжетами 10, установленными в расточке фланца 9. Комплект сжимается тремя пружинами 12 и давлением масла в камере 13. Окна 4 диска 3 через отверстия 17 статора соединены с глухими окнами всасывания 14 диска 7, благодаря чему масло из всасывающей линии поступает в ротор с двух сторон, что облегчает условия всасывания. В напорную линию масло вытесняется через окна 19 диска 7. Поворот комплекта предотвращается штифтом 18 (или винтами), проходящими через отверстия в деталях 1, 3, 5, 7 и 15.

Подачу пластинчатого насоса двойного действия определяют по формуле

$$Q = q_n \eta_{об} = 2b \left[\pi(R_1^2 - R_2^2) - \frac{tz(R_1 - R_2)}{\cos \alpha} \right] n \eta_{об},$$

где *b* - ширина ротора; *R*₁ и *R*₂ - радиусы дуг, образующих профиль внутренней поверхности статора; *t* - толщина пластин; *z* - число пластин; *α* - угол наклона пластин к радиусу.

Пластинчатые гидромоторы могут быть также одно-, двух- и многократного действия. Пластинчатые гидромоторы от пластинчатых насосов отличаются тем, что в их конструкцию включены устройства, обеспечивающие постоянный прижим пластин к статорному кольцу.

При подводе к машине жидкости на рабочую поверхность пластин действует сила, создающая крутящий момент на валу гидромотора, который для гидромоторов однократного действия определяется по формуле:

$$M_{кр} = \frac{\Delta P q}{2\pi} \eta_m = \frac{\Delta P}{2\pi} 2eb(\pi D - zt) \eta_m,$$

а для гидромоторов двойного действия

$$M_{кр} = \frac{\Delta P q}{2\pi} \eta_m = \frac{\Delta P}{2\pi} 2b \left[\pi(R_1^2 - R_2^2) - tz(R_1 - R_2) \right] \eta_m$$

Гидромоторы двойного действия так же, как и насосы двойного действия, нерегулируемые.

Надежность и срок службы пластинчатых гидромашин зависят от материала пластин и статорного кольца. Во избежание отпуска материала пластин из-за нагрева от рения о статорное кольцо пластины изготавливают из стали с высокой температурой отпуска. Статорное кольцо цементируется и закаливается. Ротор изготавливают из закаленной хромистой стали, а торцевые распределительные диски из бронзы.

3.4. Радиально-поршневые насосы и гидромоторы

Радиально-поршневые гидромашины применяют при сравнительно высоких давлениях (10 МПа и выше). По принципу действия радиально-поршневые гидромашины делятся на одно-, двух- и многократного действия. В машинах однократного действия за один оборот ротора поршни совершают одно возвратно-поступательное движение.

Схема радиально-поршневого насоса однократного действия приведена на рис.3.6. Рабочими камерами в насосе являются радиально расположенные цилиндры, а вытеснителями - поршни. Ротор (блок цилиндров) 1 на скользящей посадке установлен на ось 2, которая имеет два канала 3 и 4 (один соединен с гидролинией всасывания, другой - с напорной гидролинией). Каналы имеют окна 5, которыми они могут соединяться с цилиндрами 6. Статор 7 по отношению к ротору располагается с эксцентриситетом.

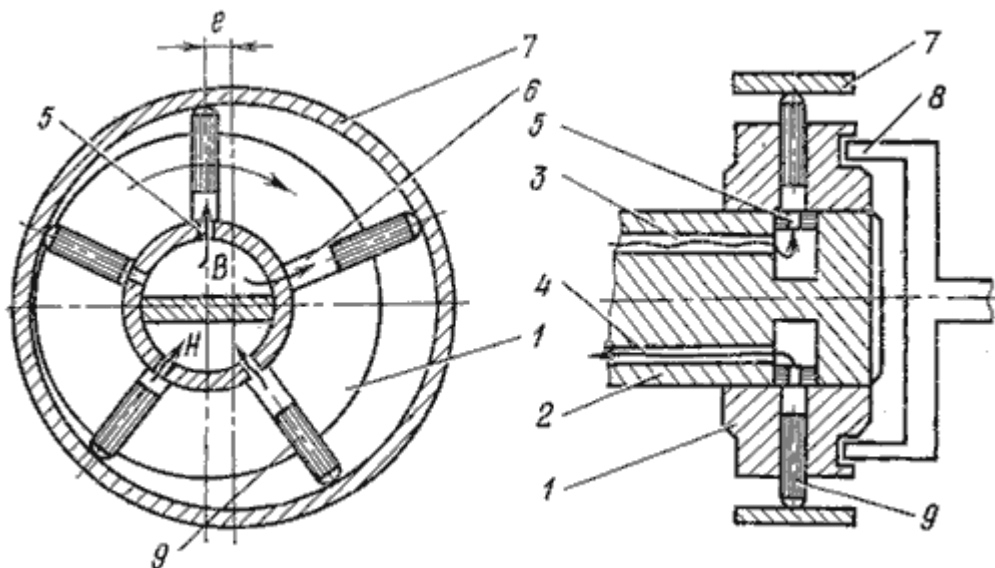


Рис.3.6. Схема радиально-поршневого насоса однократного действия

Ротор вращается от приводного вала через муфту 8. При вращении ротора в направлении, указанном на рис.3.6. стрелкой, поршни 9 вначале выдвигаются из цилиндров (происходит всасывание), а затем вдвигаются (нагнетание). Соответственно рабочая жидкость вначале заполняет цилиндры, а затем поршнями вытесняется оттуда в канал 4 и далее в напорную линию гидросистемы. Поршни выдвигаются и прижимаются к статору центробежной силой или принудительно (пружиной, давлением рабочей жидкости или иным путем).

Подача радиально-поршневого насоса

$$Q = q_n \eta_{об} = \frac{\pi d^2}{2} e z \eta_{об}$$

где d - диаметр цилиндра; e - эксцентриситет; z - число поршней.

В серийных конструкциях радиально-поршневых насосов число поршней принимается нечетным (чаще всего $z = 7$ или $z = 9$). Число рядов цилиндров для увеличения подачи может быть увеличено от 2 до 6. Подача радиально-поршневого насоса с кратностью действия i и числом рядов m подсчитывается по формуле

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} h z i m \eta_{об}$$

где h - ход поршней.

В станкостроении применяют регулируемые радиально-поршневые насосы однократного действия типа НП, которые выпускают с максимальной подачей до 400 л/мин и давлением до 200 МПа.

На рис.3.7. представлен радиально-поршневой насос однократного действия типа НП с четырьмя рядами цилиндров, который состоит из корпуса 1 и крышки 25, внутри которых размещены все рабочие элементы насоса: скользящий блок 10 с крышкой 24, обойма 9 с крышкой 3 и реактивным кольцом 6, ротор 8 с радиально расположенными цилиндрами, поршни 7, распределительная ось 11, на которой на скользящей насадке установлены ротор, приводной вал 20 и муфта. Скользящий блок может перемещаться по направляющим 15, благодаря чему достигаются изменение эксцентриситета, а следовательно, и подача насоса. Величина эксцентриситета ограничивается указателем 19. Обойма вращается в двух подшипниках 12, а приводной вал - в подшипниках 14. Распределительная ось имеет каналы с отверстиями, через которые происходят всасывание и нагнетание. Муфта состоит из фланца 2, установленного на шлицах приводного вала промежуточного кольца 5 и четырех роликов 4, через которые крутящий момент передается от фланца к ротору. Для исключения утечек рабочей жидкости по валу служит уплотнение 21. Утечки по каналу 17 отводятся в корпус насоса, а из него через отверстие 13 в дренажную гидролинию.

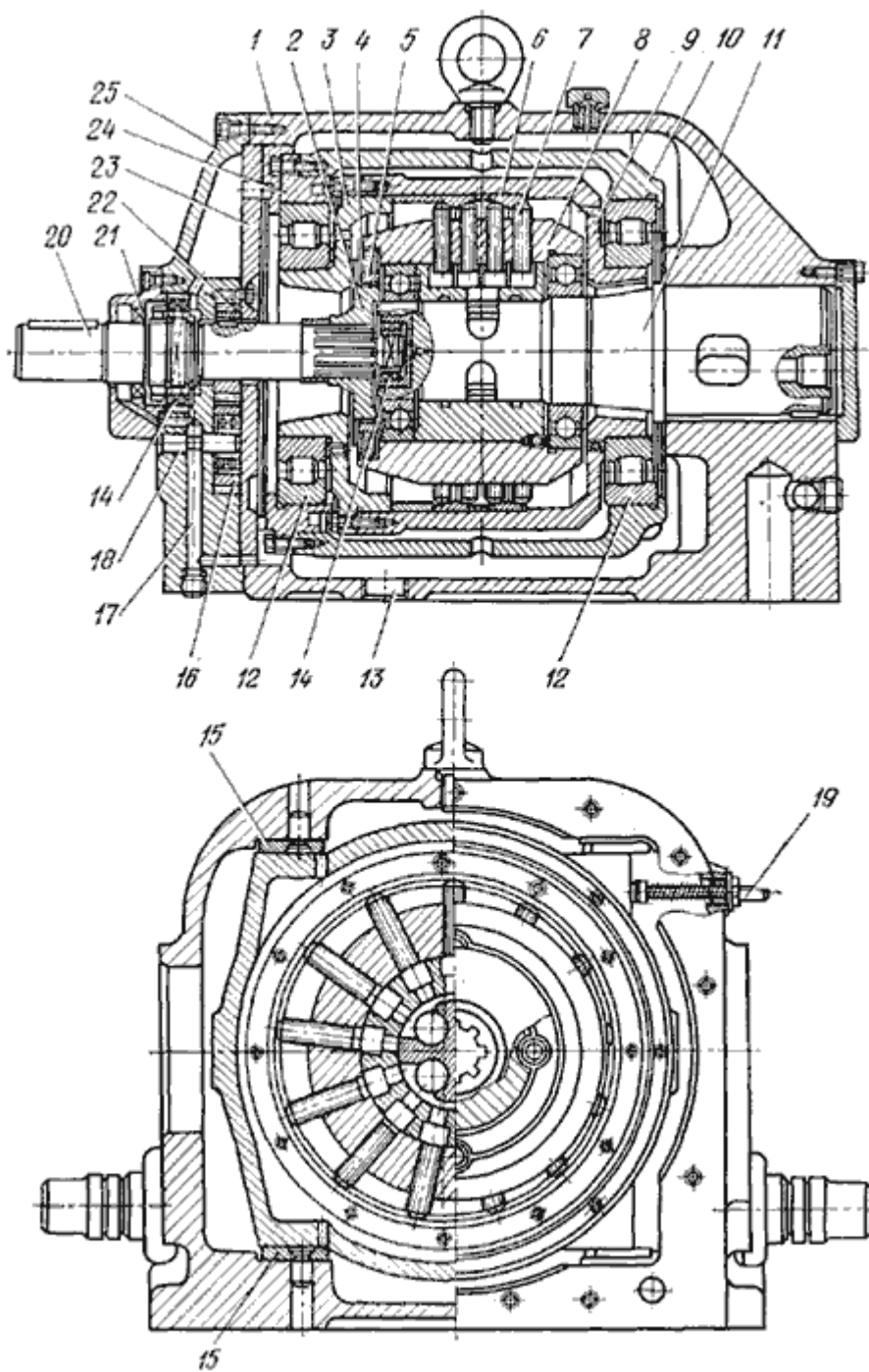


Рис.3.7. Радиально-поршневой насос однократного действия типа НП

Насос работает следующим образом. При вращении ротора поршни под действием центробежной силы выдвигаются из цилиндров и прижимаются к реактивным кольцам обоймы. При этом если между ротором и обоймой есть эксцентриситет, то поршни, кроме вращательного, будут совершать и возвратно-поступательные (в радиальном направлении) движения. Изменение эксцентриситета вызывает соответствующее изменение хода поршней и подачи насоса. Вместе с ротором во вращение вовлекается обойма, вращающаяся в своих подшипниках. Такая конструкция позволяет уменьшить силы трения и повысить КПД гидромашины.

Для радиально-поршневых машин работающих в режиме гидромотора крутящий момент можно определить по формуле

$$M_{\text{кр}} = \frac{\Delta P q}{2\pi} \eta_m = \Delta P \frac{d^2}{8} h z m i \eta_m$$

где m - число рядов цилиндров;
 i - кратность хода поршней;
 h - величина хода поршней.

3.5. Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы

Аксиально-поршневые гидромашины нашли широкое применение в гидроприводах, что объясняется рядом их преимуществ: меньшие радиальные размеры, масса, габарит и момент инерции вращающихся масс; возможность работы при большом числе оборотов; удобство монтажа и ремонта.

Аксиально-поршневой насос состоит из блока цилиндров 8 (рис.3.8) с поршнями (плунжерами) 4, шатунов 7, упорного диска 5, распределительного устройства 2 и ведущего вала 6.

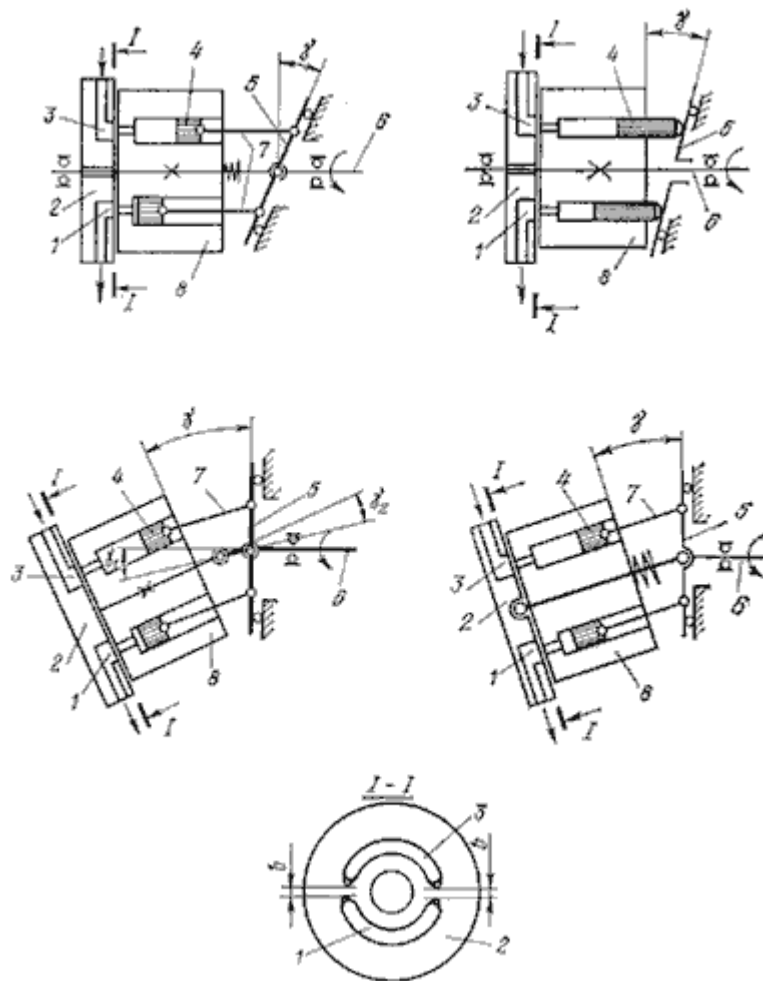


Рис.3.8. Принципиальные схемы аксиально-поршневых насосов:
 1 и 3 - окна; 2 - распределительное устройство; 4 - поршни;
 5 - упорный диск; 6 - ведущий вал; 7 - шатуны; 8 - блок цилиндров
 а - с иловым карданом; б - с несилowym карданом;
 в - с точечным касанием поршней; г - бескарданного типа

Во время работы насоса при вращении вала приходит во вращение и блок цилиндров. При наклонном расположении упорного диска (см. рис.3.8, а, в) или блока цилиндров (см. рис.3.8, б, г) поршни, кроме вращательного, совершают и возвратно-поступательные аксиальные движения (вдоль оси вращения блока цилиндров). Когда поршни выдвигаются из цилиндров, происходит всасывание, а когда вдвигаются - нагнетание. Через окна 1 и 3 в распределительном устройстве 2 цилиндры попеременно соединяются то с

всасывающей, то с напорной гидролиниями. Для исключения соединения всасывающей линии с напорной блок цилиндров плотно прижат к распределительному устройству, а между окнами этого устройства есть уплотнительные перемычки, ширина которых b больше диаметра d_k отверстия соединительных каналов в блоке цилиндров. Для уменьшения гидравлического удара при переходе цилиндрами уплотнительных перемычек в последних сделаны дроссельные канавки в виде небольших усиков, за счет которых давление жидкости в цилиндрах повышается равномерно.

Рабочими камерами аксиально-поршневых насосов являются цилиндры, аксиально расположенные относительно оси ротора, а вытеснителями - поршни. По виду передачи движения вытеснителям аксиально-поршневые насосы подразделяются на насосы с наклонным блоком (см. рис.3.8, б, г) и с наклонным диском (см. рис.3.8, а, в). Известные конструкции аксиально-поршневых насосов выполнены по четырем различным принципиальным схемам.

Насосы с силовым карданом (см. рис.3.8, а) приводной вал соединен с наклонным диском силовым карданом, выполненным в виде универсального шарнира с двумя степенями свободы. Поршни соединяются с диском шатунами. При такой схеме крутящий момент от приводящего двигателя передается блоку цилиндров через кардан и наклонный диск. Начальное прижатие блока цилиндров распределительному устройству обеспечивается пружиной, а во время работы насоса давлением жидкости. Передача крутящего момента блоку цилиндров необходима для преодоления сил трения между торцом блока цилиндров и распределительным устройством.

В насосах с двойным несильным карданом (см. рис.3.8, б) углы между осью промежуточного вала и осями ведущего и ведомого валов принимают одинаковыми и равными $1 = 2 = /2$. При такой схеме вращение ведущего и ведомого валов будет практически синхронным, а кардан полностью разгруженным, так как крутящий момент от приводящего двигателя передается блоку цилиндров через диск 5, изготавливаемый заодно с валом 6.

Насосы с точечным касанием поршней наклонного диска (см. рис.3.8, в) имеют наиболее простую конструкцию, поскольку здесь нет шатунов и карданных валов. Однако для того, чтобы машина работала в режиме насоса, необходимо принудительное выдвигание поршней из цилиндров для прижатия их к опорной поверхности наклонного диска (например, пружинами, помещенными в цилиндрах). По такой схеме чаще всего изготавливают гидромоторы типа Г15-2 (рис.3.9). Эти машины выпускаются небольшой мощности, т.к. в местах контакта поршней с диском создается высокое напряжение, которое ограничивает давление жидкости.

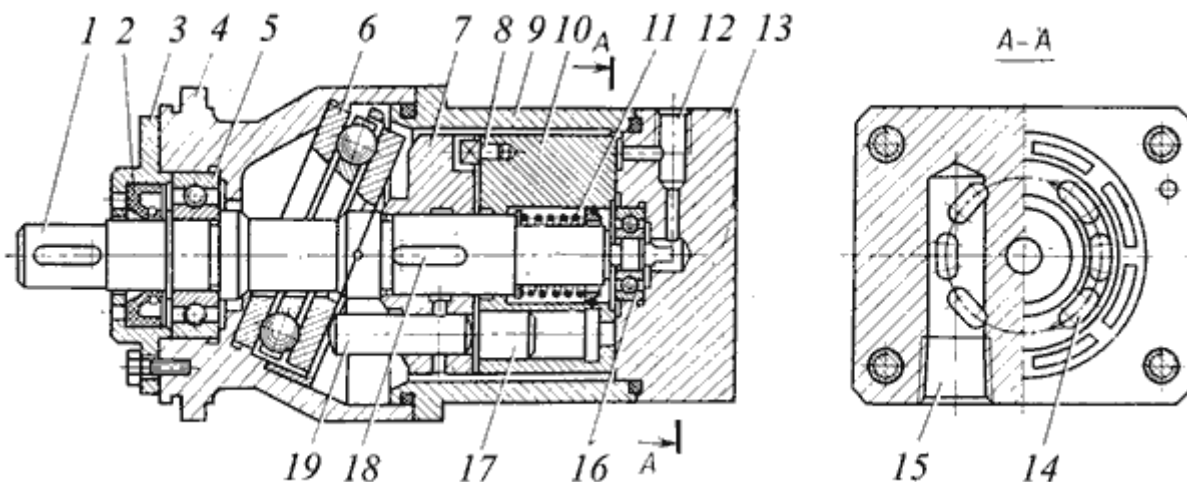


Рис.3.9. Аксиально-поршневой гидромотор типа Г15-2:

- 1 - вал; 2 - манжета; 3 - крышка; 4, 9 - корпус; 5, 16 - подшипник;
6 - радиально упорный подшипник; 7 - барабан; 8 - поводок; 10 - ротор;

11 - пружины; 12 - дренажное отверстие; 13 - распределительное устройство;
 14 - полукольцевые пазы; 15 - отверстие напорное; 17 - поршни; 18 - шпонка; 19 - толкатель

Аксиально-поршневые машины бескарданного типа (см. рис.3.8, г) блок цилиндров соединяется с ведущим валом через шайбу и шатуны поршней. По сравнению с гидромашинами с карданной связью машины бескарданного типа проще в изготовлении, надежнее в эксплуатации, имеют меньший габарит блока цилиндров. По данной схеме отечественной промышленностью выпускается большинство аксиально-поршневых машин серии 200 и 300 (рис.3.10).

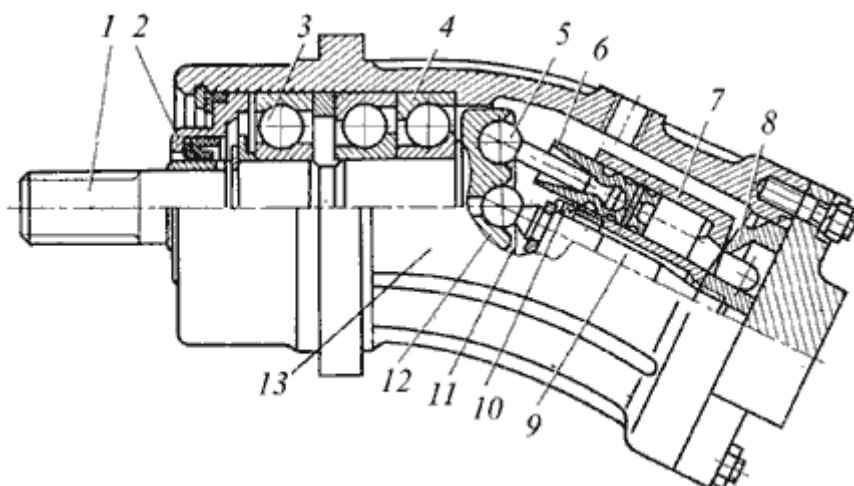


Рис.3.9. Аксиально-поршневой гидромотор типа Г15-2:

1 - вал; 2 - манжета; 3 - крышка; 4, 9 - корпус; 5, 16 - подшипник;
 6 - радиально упорный подшипник; 7 - барабан; 8 - поводок; 10 - ротор;
 11 - пружины; 12 - дренажное отверстие; 13 - распределительное устройство;
 14 - полукольцевые пазы; 15 - отверстие напорное; 17 - поршни; 18 - шпонка; 19 - толкатель

Структура условного обозначения аксиально-поршневых машин серий 200 и 300 приведена на рис.3.11.

Подача (расход) аксиально-поршневой гидромашины зависит от хода поршня, который определяется углом γ наклона диска или блока цилиндров ($\gamma < 25^\circ$). Если конструкция гидромашины в процессе ее эксплуатации допускает изменение угла γ , то такие машины регулируемые. При изменении угла наклона шайбы или блока цилиндров с $+\gamma$ до $-\gamma$ достигается реверсирование направления потока жидкости или вращения ротора гидромашин.

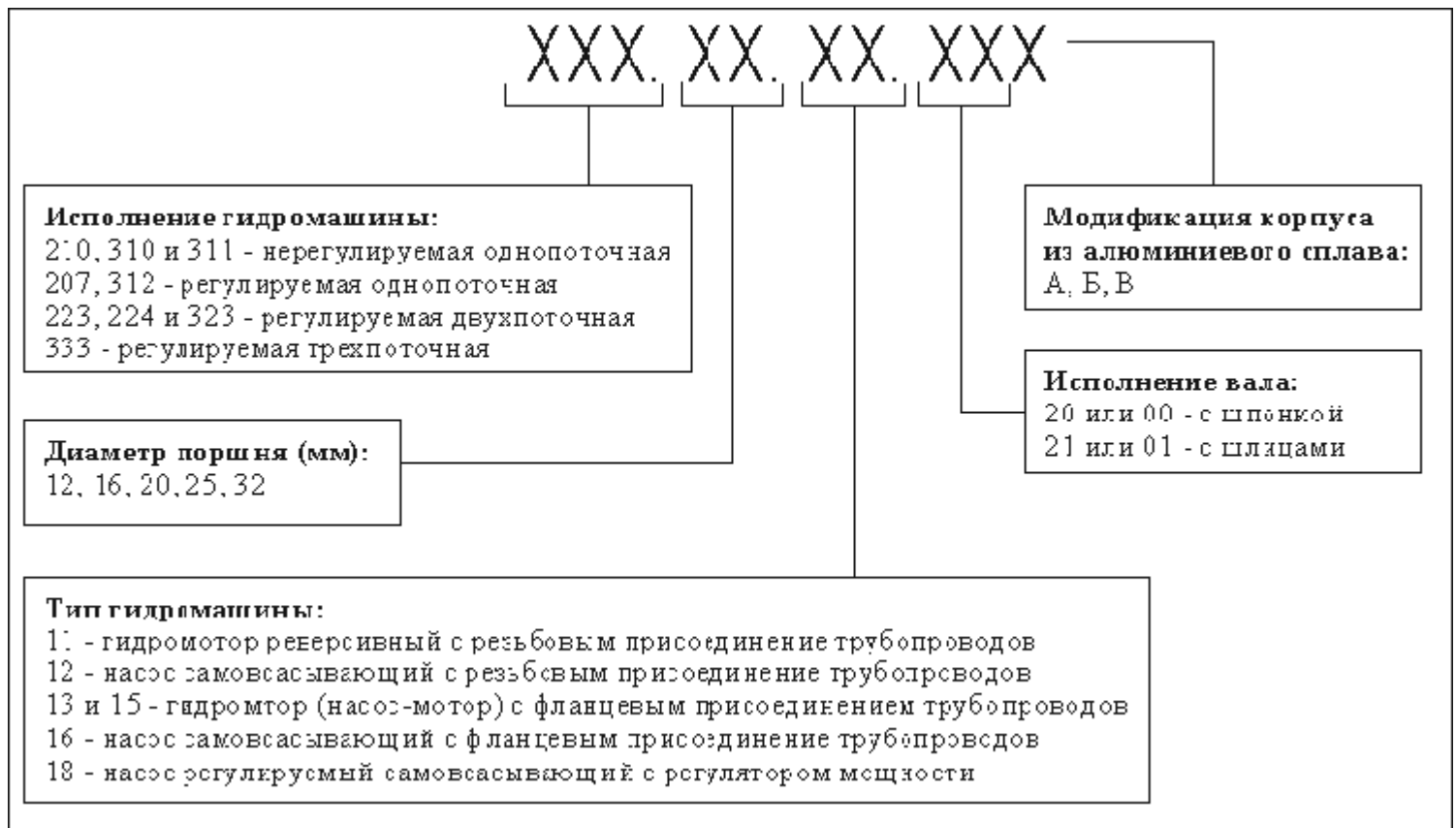


Рис.3.11. Структура условного обозначения аксиально-поршневых гидромашин серий 200 и 300

Подачу для машин с бесшатунным приводом определяют по формуле:

$$Q = q_n \eta_{об} = \frac{\pi d^2}{4} z D \operatorname{tg} \gamma n \eta_{об}$$

а для машин с шатунным приводом

$$Q = q_n \eta_{об} = \frac{\pi d^2}{4} z D' \sin \gamma n \eta_{об}$$

где d - диаметр цилиндра; D и D' - диаметр окружности, на которой расположены центры окружностей цилиндров или закреплены шатуны на диске; $D \operatorname{tg} \gamma$ и $D' \sin \gamma$ - ход поршня при повороте блока цилиндров на 180; z - число поршней ($z = 7, 9, 11$).

Крутящий момент аксиально-поршневого гидромотора определяют по формуле:

$$M_{кр} = \frac{\Delta P q}{2\pi} \eta_m = \Delta P \frac{d^2}{8} z D \operatorname{tg} \gamma \eta_m$$

Гидроцилиндры

В качестве исполнительных механизмов (гидродвигателей) применяются силовые цилиндры, служащие для осуществления возвратно-поступательных прямолинейных и поворотных перемещений исполнительных механизмов. Гидроцилиндры подразделяются на поршневые, плунжерные мембранные и сильфонные.

4.1. Механизмы с гибкими разделителями

К механизмам с гибкими разделителями относятся мембраны, мембранные гидроцилиндры и сильфоны.

Мембраны (рис.4.1, а) применяют в основном при небольших перемещениях и небольших давлениях (до 1 МПа). Мембранный исполнительный механизм представляет собой защемленное по периферии корпуса эластичное кольцо 1. При увеличении давления в подводящей камере 2 эластичное кольцо прижимается к верхней части корпуса 3, и шток 4, связанный с эластичным кольцом выдвигается. Обратный ход штока обеспечивает пружина 5.

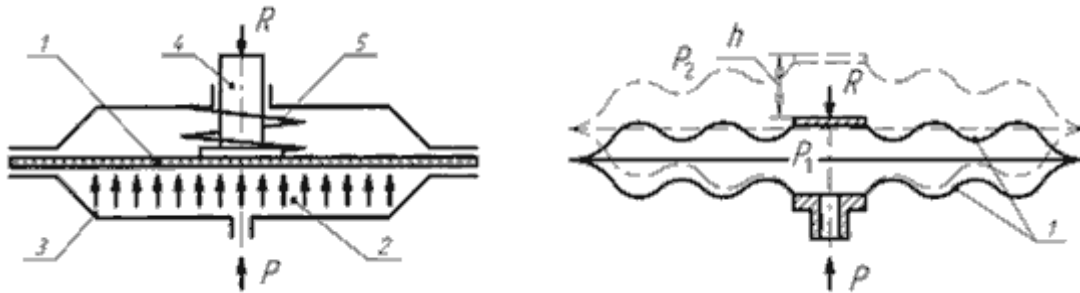


Рис.4.1. Схемы мембран:
а - плоская с эластичным кольцом; б - гофрированная металлическая

В гидропневмоавтоматике распространены также гофрированные металлические мембраны (рис.4.1, б). Деформация таких мембран происходит за счет разности давлений $\Delta P = P_1 - P_2$ и внешней нагрузки R .

Мембранные гидроцилиндры (рис.4.2) допускают значительны перемещения выходного звена - штока. При перемещении поршня 1 в направлении действия давления жидкости (рис.4.2, а) мембрана 3 перегибается, перекатываясь со стенок поршня 1 на стенки цилиндра 2, к которым она плотно поджимается давлением жидкости (рис.4.2, б). Обратный ход поршня происходит за счет пружины.

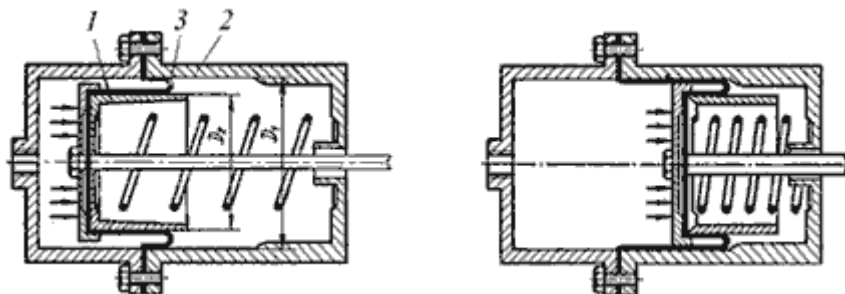


Рис.4.2. Схемы работы мембранного гидроцилиндра

Сильфоны (рис.4.3, а) предназначены для работы при небольших давлениях (до 3 МПа). Их изготавливают из металлов и неметаллических материалов (резины или пластика). Металлические сильфоны бывают одно- и многослойные (до пяти слоев). Применение сильфонов оправдано в условиях высоких и низких температур, значение которых лимитируется материалом, из которого изготовлен сильфон. Сильфоны могут быть цельные или сварные. Цельные изготавливают развальцовкой тонкостенной бесшовной трубы.

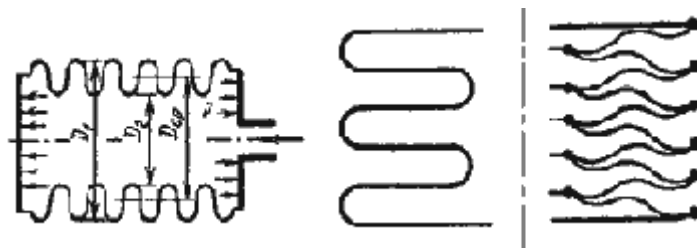


Рис.4.3. Схема металлического сильфона
а - сильфон; б - цельная стенка; в - сварная стенка

4.2. Классификация гидроцилиндров

Гидроцилиндры являются объемными гидромашинами и предназначены для преобразования энергии потока рабочей жидкости механическую энергию выходного звена. Гидроцилиндры работают при высоких давлениях (до 32 МПа), их изготавливают одностороннего и двухстороннего действия, с односторонним и двухсторонним штоком и телескопические.

Таблица 4.1

Классификация гидроцилиндров

Гидроцилиндр	Конструктивное исполнение	Условное обозначение
Одностороннего действия	без указания способа возврата штока	
	с возвратом штока пружиной	
	шпунжерный	
	телескопический	
Двухстороннего действия	с односторонним штоком	
	с двухсторонним штоком	
	телескопический	
С торможением	с постоянным торможением в конце хода с одной стороны	
	с постоянным торможением в конце хода с двух сторон	
	с регулируемым торможением в конце хода с одной стороны	
	с регулируемым торможением в конце хода с двух сторон	

4.3. Гидроцилиндры прямолинейного действия

Для привода рабочих органов мобильных машин наиболее широко применяют поршневые гидроцилиндры двухстороннего действия с односторонним штоком (рис.4.4).

Основой конструкции является гильза 2, представляющая собой трубу с тщательно обработанной внутренней поверхностью. Внутри гильзы перемещается поршень 6, имеющий резиновые манжетные уплотнения 5, которые предотвращают перетекание жидкости из полостей цилиндра, разделенных поршнем. Усилие от поршня передает шток 3, имеющий полированную поверхность. Для его направления служит грядбукса 8. С двух сторон гильзы укреплены крышки с отверстиями для подвода и отвода рабочей жидкости. Уплотнение между штоком и крышкой состоит из двух манжет, одна из которых предотвращает утечки жидкости из цилиндра, а другая служит грязеуловителем 1. Проушина 7 служит для подвижного закрепления

гидроцилиндра. На нарезанную часть штока крепится проушина или деталь, соединяющая гидроцилиндр с подвижным механизмом.

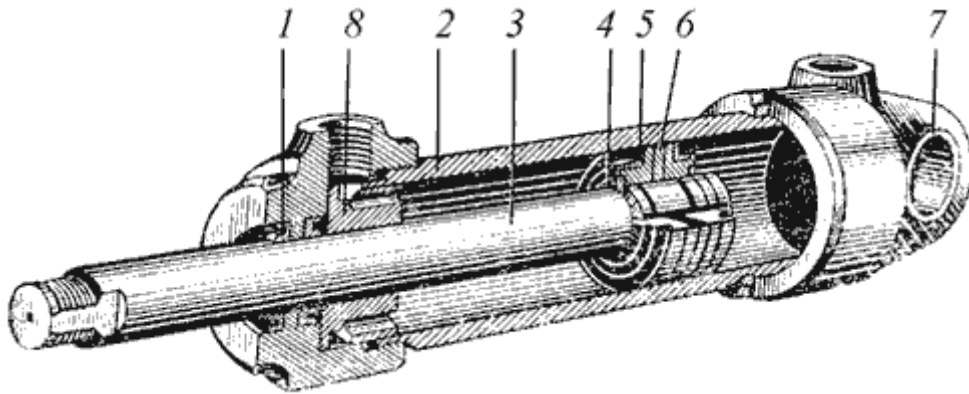


Рис.4.4. Гидроцилиндр:

1 - грязесъемник; 2 - гильза; 3 - шток; 4 - стопорное кольцо; 5 - манжета;
6 - поршень; 7 - проушина; 8 - грундбукса

У нормализованных цилиндров, применяющихся в строительных машинах, диаметр штока составляет в среднем $0,5 D$, ход поршня не превосходит $10D$. При большей величине хода и давлениях, превышающих 20 МПа, шток следует проверять на устойчивость от действия продольной силы.

Для уменьшения потерь давления диаметры проходных отверстий в крышках цилиндра для подвода рабочей жидкости назначают из расчета, чтобы скорость жидкости составляла в среднем 5 м/с, но не выше 8 м/с.

Ход поршня ограничивается крышками цилиндра. В некоторых случаях она достигает 0,5 м/с. Жесткий удар поршня о крышку в гидроцилиндрах строительных машин предотвращают *демпферы (тормозные устройства)*. Принцип их действия основан на заперении небольшого объема жидкости и преобразования энергии движущихся масс в механическую энергию жидкости. Из запертого объема жидкость вытесняется через каналы малого сечения.

На рис.4.5. представлены типичные схемы демпферных устройств. *Пружинный демпфер* (рис.4.5, а) представляет собой пружину 1, установленную на внутренней стороне крышки цилиндра 2, тормозящую поршень 3 в конце хода.

Демпфер с ложным штоком (рис.4.5, б) представляет собой короткий ложный шток 1 и выточку 2 в крышке цилиндра. Ложный шток может иметь коническую или цилиндрическую форму. В конце хода поршня жидкость запирается ложным штоком в выточке крышки цилиндра и вытесняется оттуда через узкую кольцевую щель. Если ложный шток выполнен в виде конуса, то эта щель уменьшается по мере достижения поршнем конца своего хода. При этом сопротивление движению жидкости возрастает, а инерция, ускорение и скорость движения поршня уменьшаются.

Регулируемый демпфер с отверстием (рис.4.5, в) по принципу действия аналогичен демпферу с ложным штоком. Конструктивное отличие заключается в том, что запираемая в выточке крышки цилиндра жидкость вытесняется через канал 1 малого сечения, в котором установлена игла 2 для регулирования проходного сечения отверстия.

Гидравлический демпфер (рис.4.5, г) применяется в том случае, когда конструкцией гидроцилиндра не может быть предусмотрено устройство выточки. В гидравлическом демпфере в конце хода поршня стакан 1 упирается в крышку цилиндра, а жидкость вытесняется из полости 2 через кольцевой зазор между стаканом 1 и поршнем 3. Пружина 4 возвращает стакан в исходное положение при холостом ходе поршня.

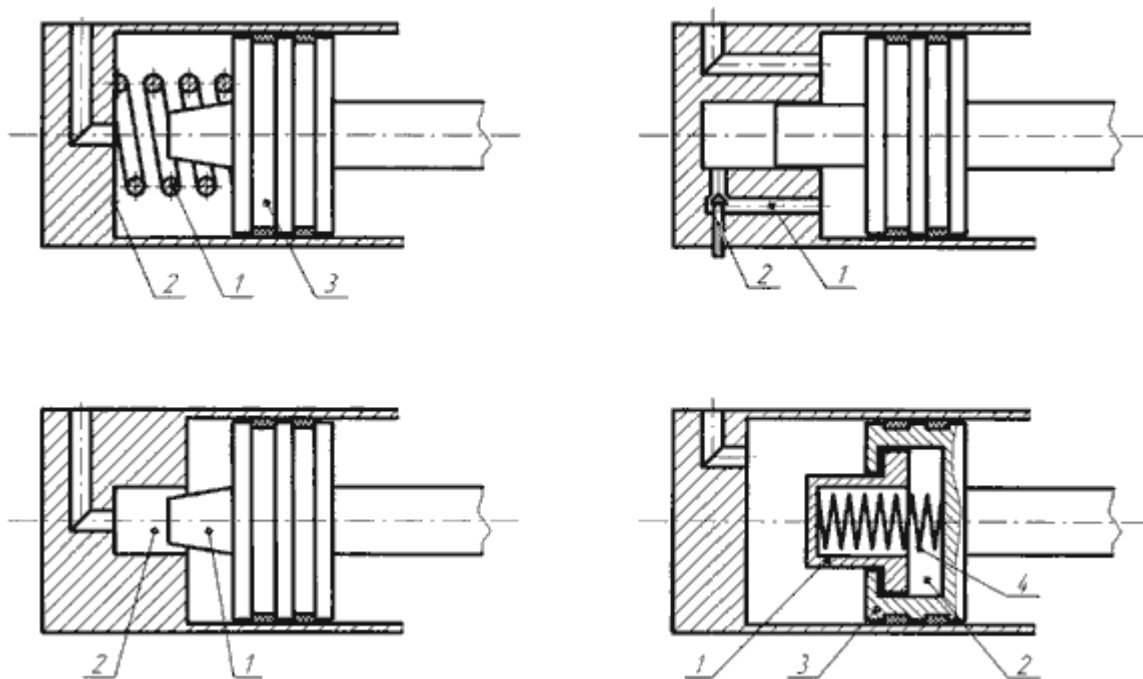


Рис.4.5. Принципиальные схемы демпферов:
 а - пружинный демпфер; б - демпфер с ложным штоком;
 в - демпфер регулируемый с отверстием; г - гидравлический демпфер

4.4. Расчет гидроцилиндров

Основными параметрами поршневого гидроцилиндра являются: диаметры поршня D и штока d , рабочее давление P , и ход поршня S .

Рассмотрим поршневой гидроцилиндр с односторонним штоком (рис.4.6). По основным параметрам можно определить следующие зависимости:

площадь поршня в поршневой полости 1 и в штоковой полости 2 соответственно

$$F_1 = \frac{\pi D^2}{4} \quad \text{и} \quad F_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

усилие, развиваемое штоком гидроцилиндра при его выдвигении и втягивании соответственно

$$R_1 = F_1 P_1 k_{mp} \quad \text{и} \quad R_2 = F_2 P_2 k_{mp},$$

где $k_{mp} = 0,9 \dots 0,98$ - коэффициент, учитывающий потери на трение;

скорости перемещения поршня

$$v_1 = \frac{4Q_1}{\pi D^2} \quad \text{и} \quad v_2 = \frac{4Q_2}{\pi(D^2 - d^2)}$$

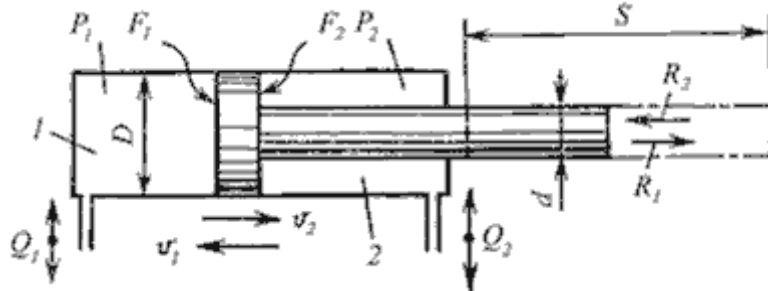


Рис.4.6. Основные и расчетные параметры гидроцилиндра

Расчеты на прочность. Прочностными расчетами определяют толщину стенок цилиндра, толщину крышек (головок) цилиндра, диаметр штока, диаметр шпилек или болтов для крепления крышек.

В зависимости от соотношения наружного D_H и внутреннего D диаметров цилиндры подразделяют на толстостенные и тонкостенные. Толстостенными называют цилиндры, у которых $D_H / D > 1,2$, а тонкостенными - цилиндры, у которых $D_H / D \leq 1,2$.

Толщину стенки однослойного толстостенного цилиндра определяют по формуле:

$$\delta = \frac{D}{2} \left[\sqrt{\frac{[\sigma] + P_y (1 - 2\mu)}{[\sigma] - P_y (1 + \mu)}} - 1 \right]$$

где P_y - условное давление, равное $(1,2 \dots 1,3)P$; $[\sigma]$ - допускаемое напряжение на растяжение, Па (для чугуна $2,5 \cdot 10^7$, для высокопрочного чугуна $4 \cdot 10^7$, для стального литья $(8 \dots 10) \cdot 10^7$, для легированной стали $(15 \dots 18) \cdot 10^7$, для бронзы $4,2 \cdot 10^7$); μ - коэффициент поперечной деформации (коэффициент Пуассона), равный для чугуна 0, для стали 0,29; для алюминиевых сплавов $0,26 \dots 0,33$; для латуни 0,35.

Толщину стенки тонкостенного цилиндра определяют по формуле:

$$\delta = \frac{P_y D}{2,3[\sigma] - P_y}$$

К определенной по формулам толщине стенки цилиндра прибавляется припуск на обработку материала. Для $D = 30 \dots 180$ мм припуск принимают равным $0,5 \dots 1$ мм.

Толщину крышки цилиндра определяют по формуле:

$$\delta_k = 0,433 d_k \sqrt{\frac{P_y}{[\sigma]}}$$

где d_k - диаметр крышки.

Диаметр штока, работающего на растяжение и сжатие соответственно

$$d = \sqrt{\frac{4R}{\pi[\sigma_p]}} \quad \text{и} \quad d = D \sqrt{\frac{R}{[\sigma_c]}}$$

где $[\sigma_p]$ и $[\sigma_c]$ - допускаемые напряжения на растяжение и сжатие штока;

Штоки, длина которых больше 10 диаметров ("длинные" штоки), работающие на сжатие, рассчитывают на продольный изгиб по формуле Эйлера

$$\frac{R}{f} < \sigma_{кр}$$

где $\sigma_{кр}$ - критическое напряжение при продольном изгибе; f - площадь поперечного сечения штока;

Диаметр болтов для крепления крышек цилиндров

$$d_b = D \sqrt{\frac{P}{1,2n[\sigma_p]}}$$

где n - число болтов.

4.5. Поворотные гидроцилиндры

Для возвратно-поворотных движений приводимых узлов на угол, меньший 360° , применяют *поворотные гидроцилиндры* (рис.4.7.), которые представляют собой объемный гидродвигатель с возвратно-поворотным движением выходного звена.

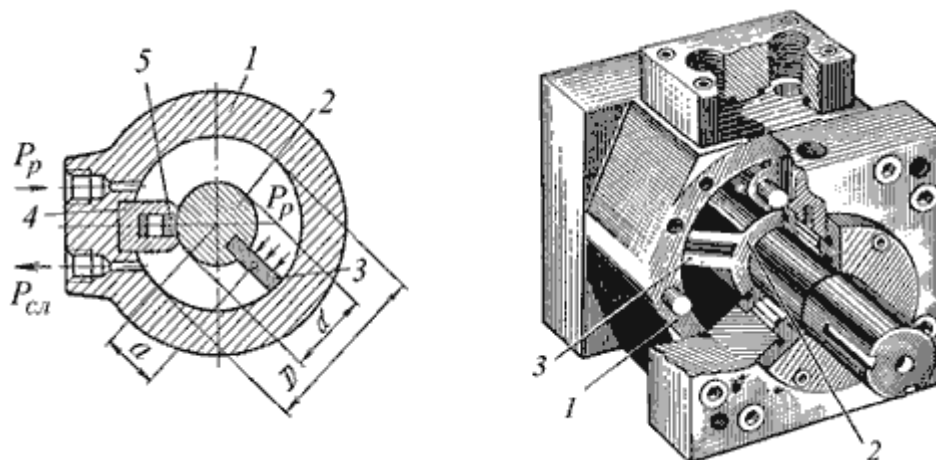


Рис.4.7. Поворотный однолопастной гидроцилиндр:
а - схема; б - общий вид

Поворотный гидроцилиндр состоит из корпуса 1, и поворотного ротора, представляющего собой втулку 2, несущую пластину (лопасть) 3. Кольцевая полость между внутренней поверхностью цилиндра и ротором разделена уплотнительной перемычкой 4 с пружинящим поджимом к ротору уплотнительного элемента 5.

При подводе жидкости под давлением P_p в верхний канал (см. рис.4.7, а) пластина 3 с втулкой 2 будет поворачиваться по часовой стрелке. Угол поворота вала цилиндра с одной рабочей пластиной обычно не превышает $270 \dots 280^\circ$.

Расчетный крутящий момент M на валу рассматриваемого гидроцилиндра с одной пластиной равен произведению силы R на плечо a приложения этой силы (расстояние от оси вращения до центра давления рабочей площади пластины)

$$M = Ra$$

Усилие R определяется произведением действующего на лопасть перепада давлений на рабочую площадь пластины F

$$R = \Delta P F = (P_p - P_{cl}) F$$

Из рис.4.7, а видно, что рабочая площадь пластины

$$F = \frac{D-d}{2} b$$

где b - ширина пластины.

Плечо приложения силы

$$a = \frac{D}{2} - \frac{D-d}{4} = \frac{D+d}{4}$$

В соответствии с этим расчетный крутящий момент

$$M = \frac{\Delta P b}{8} (D^2 - d^2)$$

Угловая скорость ω вращения вала

$$\omega = \frac{8Q}{(D^2 - d^2)b}$$

Фактические момент M_F и угловая скорость ω будут меньше расчетных в связи с наличием потерь трения и утечек жидкости, характеризуемых механическим η_m и объемным $\eta_{об}$ КПД гидроцилиндра:

$$M = \frac{\Delta P b}{8} (D^2 - d^2) \eta_m,$$

$$\omega = \frac{8Q}{(D^2 - d^2)b} \eta_{об}.$$

Применяются также и многопластинчатые поворотные гидроцилиндры (рис.4.8), которые позволяют увеличить крутящий момент, однако угол поворота при этом уменьшится. Момент и угловая скорость многопластинчатого гидроцилиндра:

$$M = \frac{\Delta P b z}{8} (D^2 - d^2) \eta_m,$$

$$\omega = \frac{8Q}{z(D^2 - d^2)b} \eta_{об}.$$

где z - число пластин.

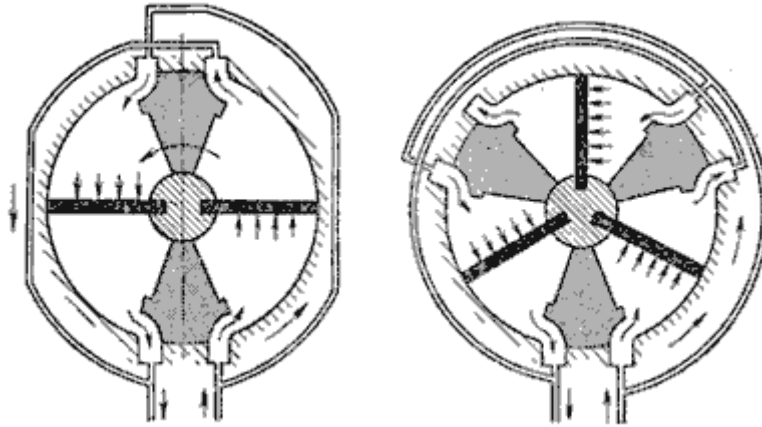


Рис.4.8. Поворотные гидроцилиндры:
а - двухлопастной; б - трехлопастной

Для преобразования прямолинейного движения выходного звена гидроцилиндра 1 в поворотное исполнительного механизма 2 применяют речно-шестеренные механизмы (рис.4.9). Без учета сил трения крутящий момент на валу исполнительного механизма равен

$$M = \Delta P \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{D_з}{2}$$

а угловая скорость вращения

$$\omega = \frac{8Q}{\pi D^2 D_з}$$

где $D_з$ - диаметр делительной окружности шестерни.

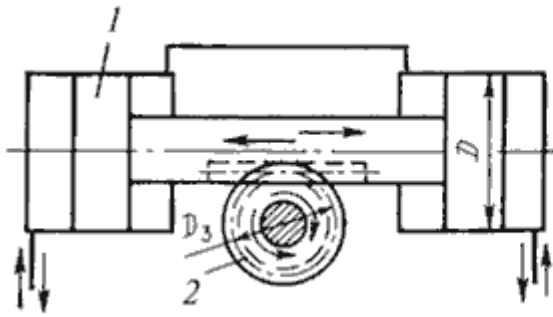


Рис.4.9. Реечно-шестеренный механизм



4.10. Условное обозначение поворотного гидроцилиндра

Гидрораспределители

5.1. Общие сведения

При эксплуатации гидросистем возникает необходимость изменения направления потока рабочей жидкости на отдельных ее участках с целью изменения направления движения исполнительных механизмов машины, требуется обеспечивать нужную последовательность включения в работу этих механизмов, производить разгрузку насоса и гидросистемы от давления и т.п.

Эти и некоторые другие функции могут выполняться специальными гидроаппаратами - *направляющими гидрораспределителями*.

При изготовлении гидрораспределителей в качестве конструктивных материалов применяют стальное литье, модифицированный чугун, высоко- и низкоуглеродистые марки сталей, бронзу. Для защиты отдельных элементов распределителей от абразивного износа, поверхности скольжения цементируют, азотируют и т.п.

Размеры и масса гидрораспределителей зависят от расхода жидкости через них, с увеличением которого они увеличиваются.

По способу присоединения к гидросистеме гидрораспределители выпускают в трех исполнениях: *резьбового, фланцевого и стыкового* присоединения. Выбор способа присоединения зависит от назначения гидрораспределителя и расхода через него рабочей жидкости.

По конструкции запорно-регулирующего элемента гидрораспределители подразделяются следующим образом:

Золотниковые (запорно-регулирующим элементом является золотник цилиндрической или плоской формы). В золотниковых гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости осуществляется путем осевого смещения запорно-регулирующего элемента.

Крановые (запорно-регулирующим элементом служит кран). В этих гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости достигается поворотом пробки крана, имеющей плоскую, цилиндрическую, коническую или сферическую форму.

Клапанные (запорно-регулирующим элементом является клапан). В клапанных распределителях изменение направления потока рабочей жидкости осуществляется путем последовательного открытия и закрытия рабочих проходных сечений клапанами (шариковыми, тарельчатыми, конусными и т.д.) различной конструкции.

По числу фиксированных положений золотника гидрораспределители подразделяются: на двухпозиционные, трехпозиционные и многопозиционные.

По управлению гидрораспределители подразделяются на гидроаппараты с ручным, электромагнитным, гидравлическим или электрогидравлическим управлением. Крановые гидрораспределители используются чаще всего в качестве вспомогательных в золотниковых распределителях с гидравлическим управлением.

5.2. Золотниковые гидрораспределители

Запорно-регулирующим элементом золотниковых гидрораспределителей является цилиндрический золотник 1, который в зависимости от числа каналов (подводов) 3 в корпусе 2 может иметь один, два и более поясков (рис.5.1, а). На схемах гидрораспределители обозначают в виде подвижного элемента, на котором указываются линии связи, проходы и элементы управления. Рабочую позицию подвижного элемента изображают квадратом (прямоугольником), число позиций соответствует числу квадратов (рис.5.1, б).

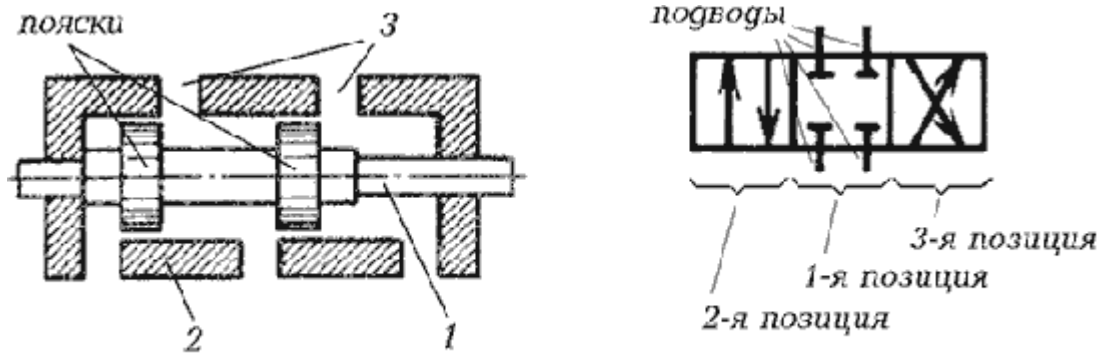


Рис.5.1. Схема (а) и обозначение (б) гидрораспределителя

Рассмотрим принцип работы распределителя (рис.5.2). В первой (исходной) позиции все линии A , B , P и T , подходящие к распределителю разобщены, т.е. перекрыты (рис.5.2, а). При смещении золотника влево распределитель переходит во вторую позицию, в которой попарно соединены линии P и A , B и T (рис.5.2, б). При смещении золотника вправо - в третью, где соединяются линии P и B , A и T (рис.5.2, в). Такой распределитель часто называют реверсивным, так как он используется для остановки и изменения направления движения исполнительных органов.

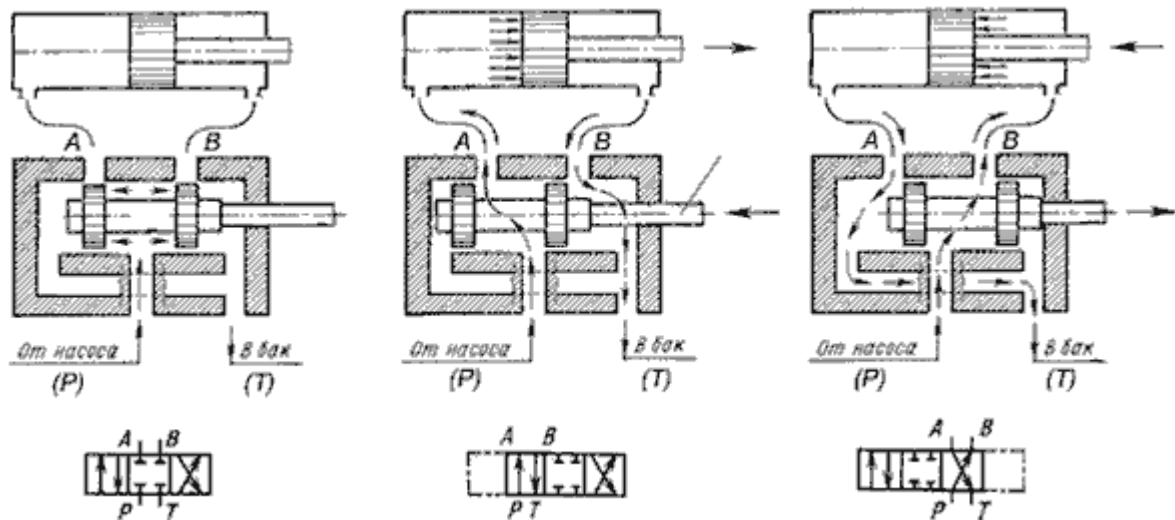


Рис.5.2. Схема работы золотникового гидрораспределителя

В зависимости от числа подводов (линий, ходов) распределители могут быть двухходовые (двухлинейные); трехходовые (трехлинейные), четырех- и многоходовые. В соответствии с этим в обозначениях гидрораспределителей первая цифра говорит о числе подводов. Например, из обозначения гидрораспределителя "4/2" можно понять, что он имеет 4 подвода, т.е. он четырехходовой (четырёхлинейный).

Вторая цифра в обозначении говорит о числе позиций. То же обозначение распределителя "4/2" говорит, что у него две позиции.

Примеры обозначения распределителей приведены на рис.5.3.

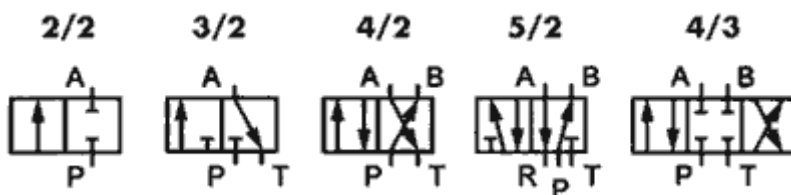



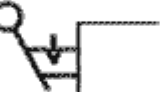

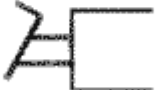
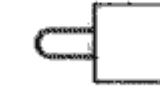




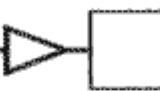




Рис.5.3. Примеры обозначения типов распределителей

Управление положением золотника распределителя может быть нескольких типов. Подробные способы управления представлены в табл.5.1.

Таблица 5.1

Виды управления распределителями

Условное обозначение	Описание
<i>Управление мускульной силой</i>	
	без уточнения типа
	ручное кнопкой
	ручное рычагом
	ручное рычагом с фиксацией
	ручное поворотной рукояткой
	ножное педалью
<i>Управление механическим воздействием</i>	
	от толкателя
	от ролика
	от ролика с ломающимся рычагом
	от пружины
<i>Управление давлением</i>	
	прямое гидравлическое нагружением
	прямое пневматическое нагружением
	прямое гидравлическое разгрузением
	

Устройство ручного гидрораспределителя 4/3 и его условного обозначения представлено на рис.5.4. Переключение позиций распределителя осуществляется рукояткой 1, которая при помощи серьги 2 шарнирно присоединяется к золотнику 10. С корпусом 6 рукоятка шарнирно соединена с ушком 11. Для фиксации каждого положения золотника служит шариковый фиксатор 9, помещенный в задней крышке 8. Утечки жидкости по золотнику со стороны передней крышки 3 исключаются манжетным уплотнением. Рабочая жидкость подводится к отверстию 5, а отводится через отверстие 4. Канал 7 дренажный, служит для отвода утечек.

На рис.5.5 изображен гидрораспределитель с электрогидравлическим управлением и его условное обозначение. Он состоит из основного гидрораспределителя 2 с гидравлическим управлением и вспомогательного гидрораспределителя 1 с электромагнитным управлением. Основной гидрораспределитель управляет потоком рабочей жидкости гидросистемы, а вспомогательный регулирует поток управления. Такие гидрораспределители применяют в гидроприводах с дистанционным и автоматическим управлением при больших расходах и высоком давлении в гидросистеме, когда применение гидрораспределителей с электромагнитным управлением невозможно.

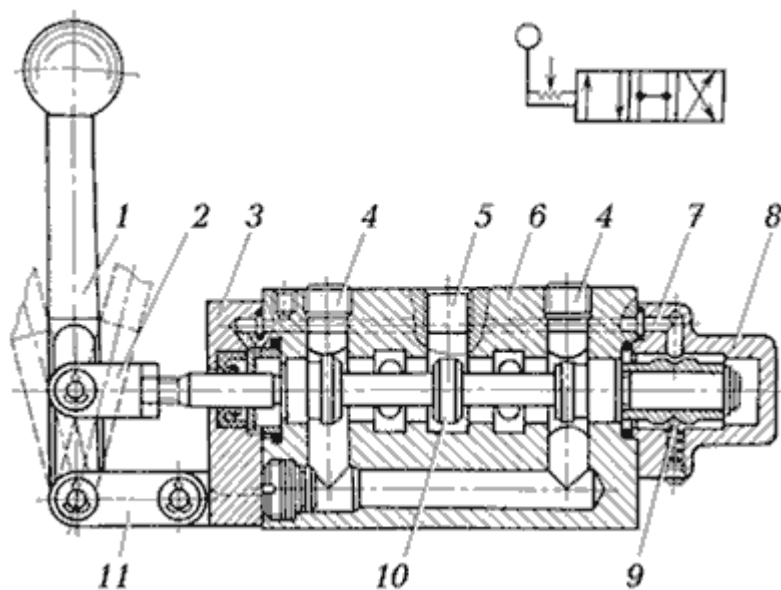


Рис.5.4. Гидрораспределитель с ручным управлением

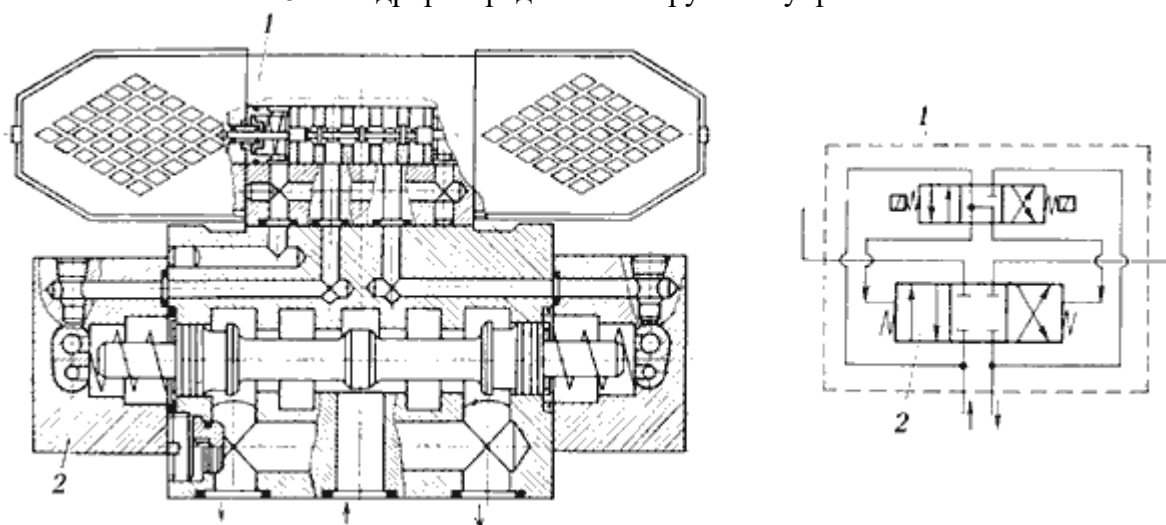


Рис.5.5. Гидрораспределитель с электрогидравлическим управлением

В зависимости от числа золотников гидрораспределители подразделяют на распределители с одним и несколькими золотниками. В последнем случае распределители могут быть моноблочными или

секционными. Секции распределителя соединяют между собой болтами. На рис.5.6 представлен моноблочный гидрораспределитель.

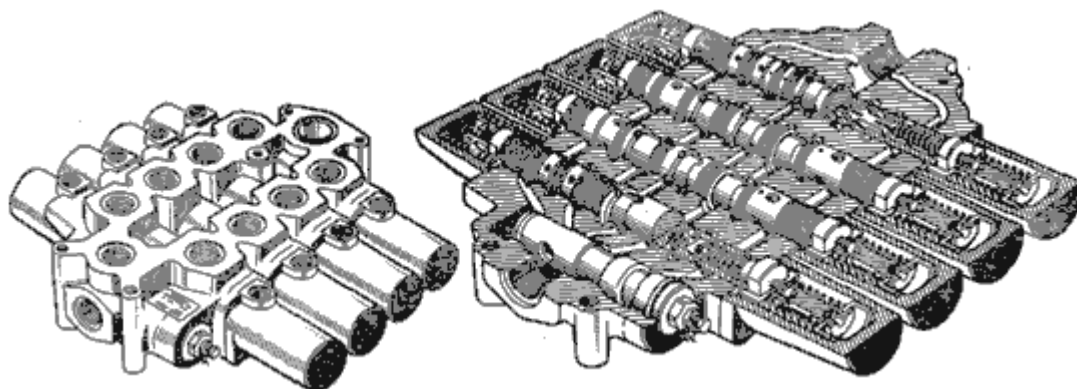


Рис.5.6. Общий вид (а) и продольный разрез (б) моноблочного четырехзолотникового гидрораспределителя

Золотники гидрораспределителя могут выполняться в трех исполнениях (рис.5.7).

Золотники с положительным осевым перекрытием (рис.5.7, а) имеют ширину поясков b больше, чем ширину проточки c или диаметр рабочих окон в корпусе. При нейтральном положении золотника такого гидрораспределителя напорная гидролиния отделена от линий, соединяющих полости гидродвигателя и слива. Величина перекрытия $\Pi = (b - c) / 2$ зависит от диаметра золотника: при $d = 10 \dots 12$ мм перекрытие принимают равным $1 \dots 2$ мм; при d до 25 мм - $3 \dots 5$ мм; при d до 50 мм - $6 \dots 8$ мм. Золотники с положительным осевым перекрытием позволяют фиксировать положение исполнительного механизма. Недостатком является наличие у них зоны нечувствительности, определяемой величиной осевого перекрытия: в пределах этой зоны при перемещении золотника расход жидкости через гидрораспределитель равен нулю, а исполнительный механизм не движется, несмотря на подаваемый к золотнику сигнал управления.

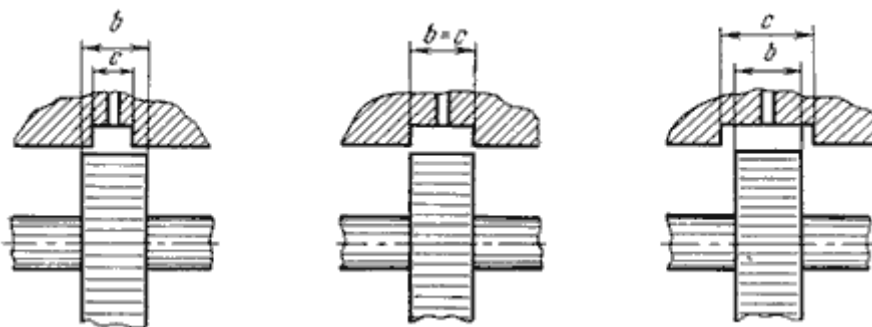


Рис.5.7. Конструктивные исполнения золотников

Золотники с нулевым осевым перекрытием (рис.5.7, б) имеют ширину пояска b равную ширине проточки c или диаметру рабочих окон, а осевое перекрытие $\Pi = 0$. Такие золотники не имеют зоны нечувствительности и наилучшим образом удовлетворяют требованиям следящих гидросистем. Однако изготовление таких золотников связано со значительными технологическими трудностями.

Золотники с отрицательным осевым перекрытием (рис.5.7, в), у которых $b < c$; при нейтральном положении их напорная гидролиния соединена со сливом и с обеими полостями гидродвигателя. При этом жидкость через зазоры непрерывно поступает на слив, а в обеих полостях гидродвигателя устанавливается одинаковое давление. В гидрораспределителях с таким золотником зона нечувствительности сводится к минимуму, но из-за слива рабочей жидкости часть мощности теряется. Кроме этого, гидросистема с таким золотником будет иметь меньшую жесткость, так как из-за перетекания жидкости через начальные зазоры в

золотнике будет переходить смещение исполнительного механизма при изменении преодолеваемой нагрузки.

5.3. Крановые гидрораспределители

В крановых гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости достигается поворотом пробки, имеющей плоскую, цилиндрическую, сферическую или коническую форму.

На рис.5.8 показана схема включения распространенного кранового распределителя в систему управления силовым цилиндром. Пробка крана имеет два перпендикулярных, но не пересекающихся отверстия. Она может занимать два и больше угловых положения.

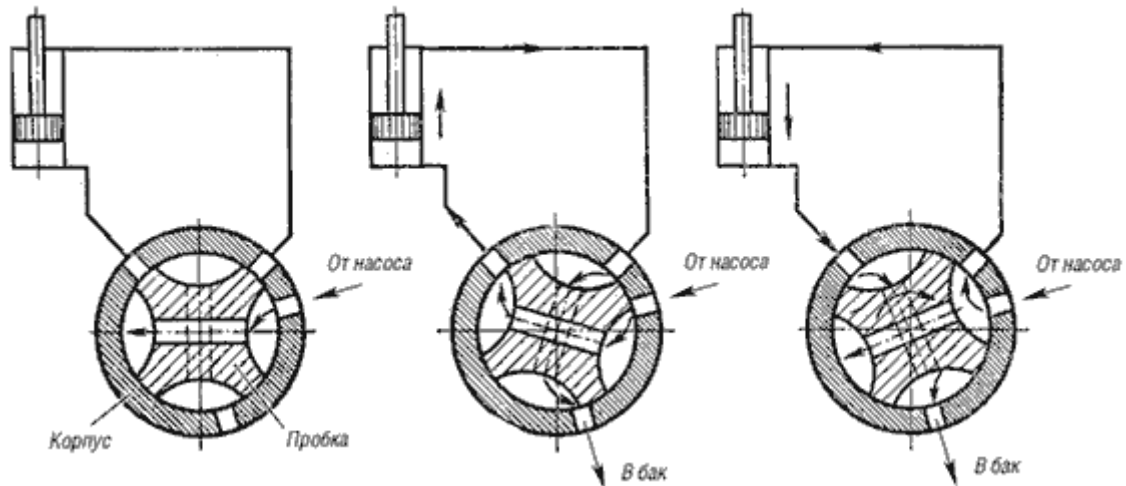


Рис.5.8. Схемы включения в гидросистему пробкового крана

Серийный двухпозиционный крановый гидрораспределитель Г71-3 (рис.5.9) с цилиндрической пробкой состоит из корпуса 3, фланца 5, крышки 1, пробки 2, уплотнения 4, ступицы 7, рукоятки 8 и шарикового фиксатора 6. В положении пробки крана, указанном на рисунке, жидкость через отверстие 17 поступает в камеру 16; из нее через канал 18 в пробке крана (показан пунктиром) - в камеру 12 и далее через отверстие 11 в корпусе к гидродвигателю или к другому управляемому объекту. Из другой полости гидродвигателя жидкость поступает в отверстие 9, далее в камеру 10 и через канал 13 в камеру, которая отверстием 15 в корпусе крана соединена со сливом. При повороте пробки крана по часовой стрелке на угол 45 происходит изменение направления потока рабочей жидкости.

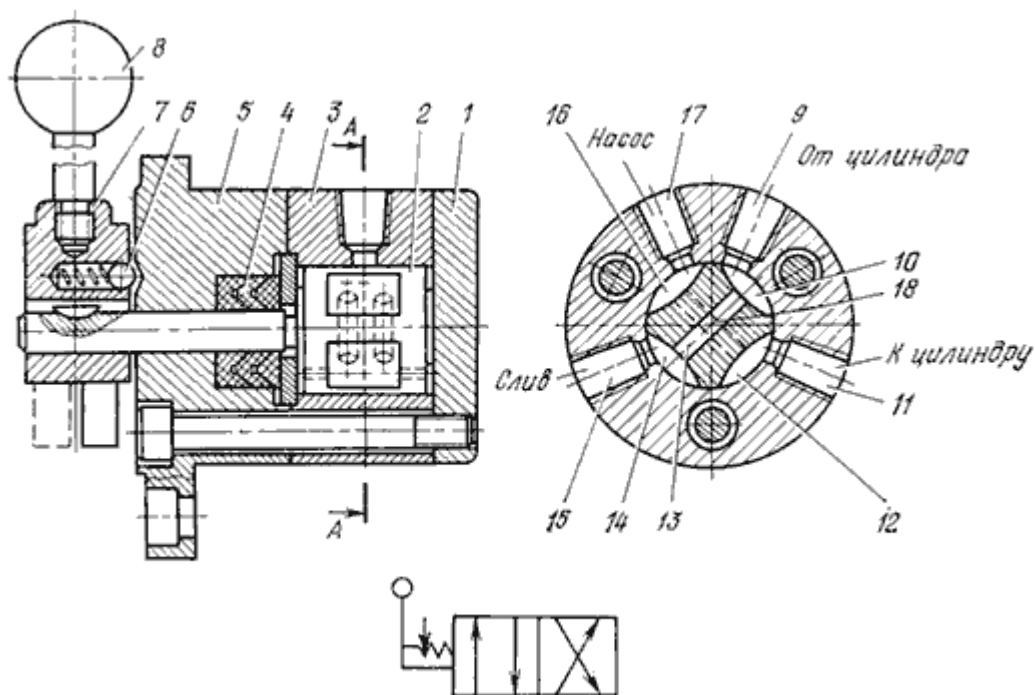


Рис.5.9. Крановый гидрораспределитель и его условное обозначение

Герметичность кранового гидрораспределителя обеспечивается за счет притирки пробки к корпусу крана. Для кранов с цилиндрической пробкой зазор между пробкой и корпусом принимают равным $0,01 \dots 0,02$ мм. В этих кранах вследствие износа пробки и корпуса зазор между ними, а следовательно, и утечка рабочей жидкости с течением времени увеличиваются, что является недостатком такого кранового распределителя. Такого недостатка нет в крановых гидрораспределителях с конической пробкой.

Крановые гидрораспределители чаще всего применяют в качестве вспомогательных в золотниковых гидрораспределителях с гидравлическим управлением.

5.4. Клапанные гидрораспределители

В гидросистемах некоторых машин применяют также клапанные распределители, которые просты в изготовлении и надежны в эксплуатации, а также могут обеспечить высокую герметичность.

Затвора клапанов приводят в действие ручными, механическими и электротехническими устройствами. Из ручных устройств наиболее распространены клапаны с качающимся рычагом, схема которого для питания одной полости гидродвигателя приведена на рис.5.10, а.

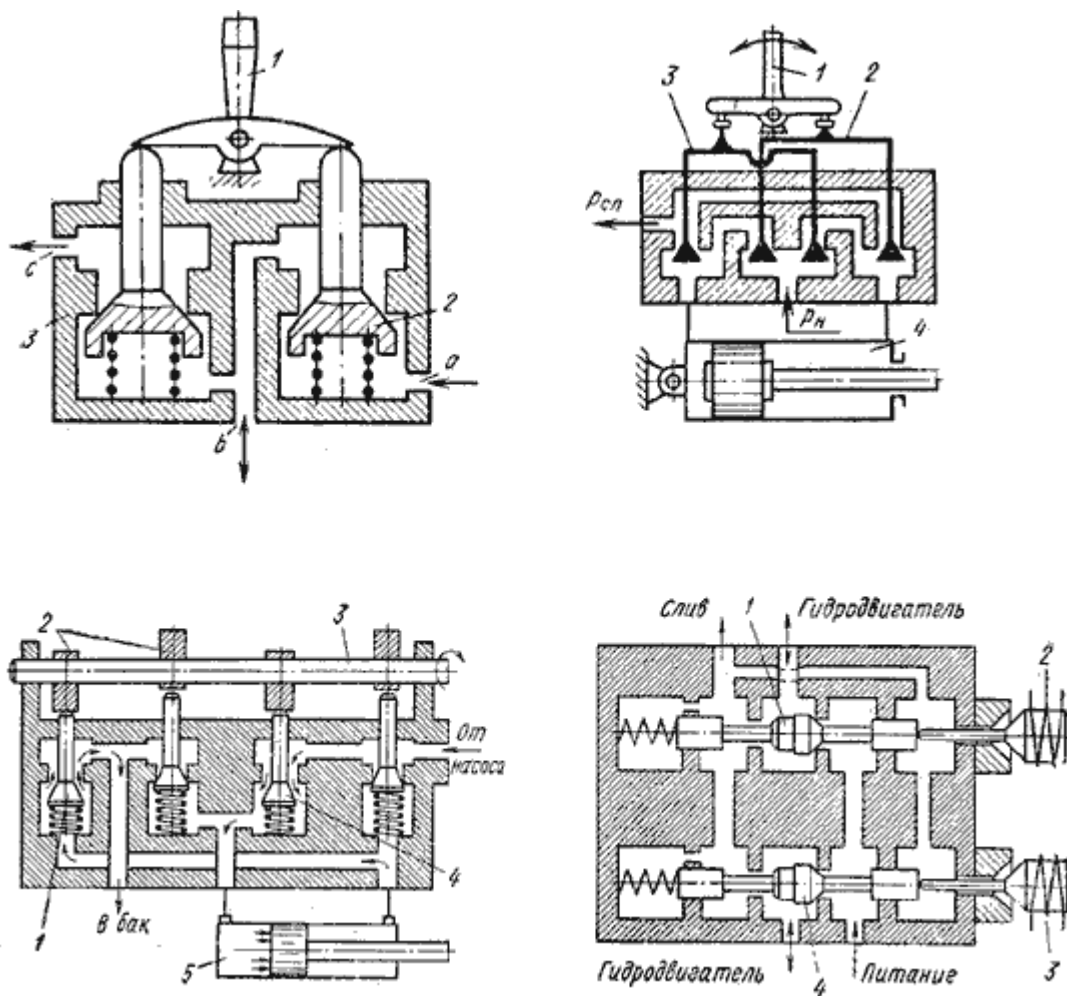


Рис.5.10. Клапанные распределители:
 а, б - с качающимся рычагом; в - с кулачковым приводом;
 г - с электромагнитным приводом

В клапанном распределителе (см.рис.5.10, а) в нейтральном (среднем) положении качающегося рычага 1 оба клапана 2 и 3 находятся в своих гнездах; в этом положении клапанов канал в гидродвигателя отсоединен как от канала а, связанного с насосом, так и от канала с, связанного с баком. При повороте рычага 1 вправо с гидродвигателем соединяется канал а насоса, при повороте влево - канал с бака.

Схема четырехходового клапанного распределителя представлена на рис.5.10, б. При повороте рукоятки 1 перемещается та или другая пары клапанов 2 или 3, обеспечивая подвод (отвод) жидкости к соответствующей полости силового цилиндра 4.

Распространены также клапаны с кулачковым приводом (рис.5.10, в). На валике 3 находятся четыре кулачка 2, соответствующим образом ориентированные один относительно другого. При повороте валика кулачки воздействуют на штоки соответствующего конусного затвора 1, обеспечивая подвод рабочей жидкости в полости силового цилиндра 5 и ее отвод. В положении, показанном на рассматриваемом рисунке, жидкость от канала, связанного с насосом, поступает через открытый (утопленный) затвор 4 в левую полость силового цилиндра 5 и удаляется в бак из правой полости цилиндра через клапан. Остальные два затвора находятся в своих седлах. При повороте валика вступают в действие эти затворы, обеспечивая подвод жидкости в правую полость цилиндра 5 и отвод ее из левой полости.

На рис.5.10, г представлена схема трехпозиционного клапанного распределителя прямого действия с двумя клапанами 1 и 4, управляемыми электромагнитами 2 и 3. При выключенных электромагнитах оба клапана

прижаты пружинами к своим седлам. При этом магистраль нагнетания перекрыта, а полости гидродвигателя соединены со сливом.

При включении электромагнита 2 клапан 1, сжимая пружину, переместится в крайнее левое положение и прижмется к левому седлу. В этом положении одна из полостей потребителя соединится с напорной магистралью. При включенном электромагните 3 и выключенном электромагните 2 сработает клапан 4, соединив вторую полость потребителя с магистралью нагнетания.

Лекции по гидро-пневмосистемам. Лекция 5.

Регулирующая и направляющая аппаратура

6.1. Общие сведения о гидроаппаратуре

Гидроаппаратом называется устройство, предназначенное для изменения или поддержания заданного постоянного давления или расхода рабочей жидкости, либо для изменения направления потока рабочей жидкости. Гидроаппаратура подразделяется на регулирующую и направляющую.

Регулирующая гидроаппаратура изменяет давление, расход и направление потока рабочей жидкости за счет частичного открытия рабочего проходного сечения.

Направляющая гидроаппаратура предназначена только для изменения направления потока рабочей жидкости путем полного открытия или закрытия рабочего проходного сечения.

Рабочее проходное сечение гидроаппаратов изменяется при изменении положения *запорно-регулирующего элемента*, входящего в их конструкцию.

По принципу действия запорно-регулирующего элемента: - гидроклапаны; - гидроаппаратура неклапанного действия (дрессели).

В зависимости от конструкции запорно-регулирующего элемента гидроаппараты подразделяют на: - золотниковые; - крановые; - клапанные.

По внешнему воздействию на запорно-регулирующий элемент: - регулируемые; - настраиваемые.

Гидроклапаном называется гидроаппарат, в котором величина открытия рабочего проходного сечения изменяется от воздействия проходящего через него потока рабочей жидкости.

По характеру воздействия на запорно-регулирующий элемент гидроклапаны могут быть прямого и непрямого действия. В *гидроклапанах прямого действия* величина открытия рабочего проходного сечения изменяется в результате непосредственного воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент. В *гидроклапанах непрямого действия* поток сначала воздействует на вспомогательный запорно-регулирующий элемент, перемещение которого вызывает изменение положения основного запорно-регулирующего элемента.

Гидроаппаратом неклапанного действия называется гидроаппарат, в котором величина открытия рабочего проходного сечения не зависит от воздействия потока проходящей через него рабочей жидкости. Такие гидроаппараты иначе называют *дресселями*. С точки зрения положений гидравлики дрессель представляет собой активное гидравлическое сопротивление.

6.2. Напорные гидроклапаны

Напорные гидроклапаны предназначены для ограничения давления в подводимых к ним потоках рабочей жидкости. На рис.6.1 приведены принципиальные схемы напорных клапанов прямого действия с шариковым, конусным, плунжерным и тарельчатым запорно-регулирующими элементами.

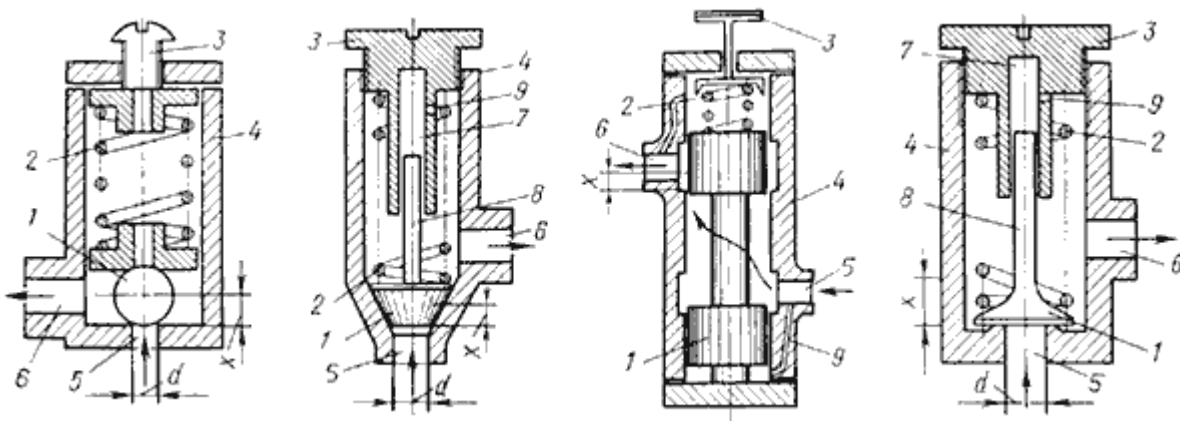


Рис.6.1. Принципиальные схемы напорных клапанов с запорно-регулирующими элементами: а - с шариковым; б - с конусным; в - с золотниковым; г - с тарельчатым.

Клапан состоит из запорно-регулирующего элемента 1 (шарика, конуса и т.д.), пружины 2, натяжение которой можно изменять регулировочным винтом 3. Отверстие 5 корпуса 4 соединяется с линией высокого давления, а отверстие 6 - со сливной линией. Часть корпуса, с которой запорно-регулирующий элемент клапана приходит в соприкосновение, называется седлом (посадочным местом).

При установке клапана в гидросистему пружина 2 настраивается так, чтобы создаваемое ею давление было больше рабочего, тогда запорно-регулирующий элемент будет прижат к седлу, а линия слива будет отделена от линии высокого давления. При повышении давления в подводимом потоке сверх регламентированного запорно-регулирующий элемент клапана перемещается вверх, преодолевая усилие пружины, рабочее проходное сечение клапана открывается, и гидролиния высокого давления соединяется со сливной. Вся рабочая жидкость идет через клапан на слив. Как только давление в напорной гидролинии упадет, клапан закроется, и если причина, вызвавшая повышение давления не будет устранена, процесс повторится.

Возникает вибрация запорно-регулирующего элемента, сопровождаемая ударами о седло и колебаниями давления в системе. Вибрация и удары могут служить причиной износа и потери герметичности клапанов.

Для уменьшения силы удара и частоты колебаний клапана о седло применяют специальные гидравлические демпферы (рис.6.1, б, г). Устройство состоит из камеры 7, в которой перемещается плунжер 8. Камера заполнена жидкостью. С линией слива эта камера соединяется тонким калибровочным отверстием 9 диаметром 0,8...1 мм. При открывании клапана плунжер вытесняет жидкость из камеры демпфера. Создаваемое при этом гидравлическое сопротивление, пропорциональное скорости движения плунжера, уменьшает частоту колебаний, силу удара запорно-регулирующего элемента и частично устраняет его вибрацию.

Достоинство клапанов прямого действия - высокое быстродействие. Недостаток - увеличение размеров при повышении рабочего давления, а также нестабильность работы.

При конструировании напорных клапанов их габарит и массу можно уменьшить, если применить дифференциальные клапаны или клапаны непрямого действия.

Дифференциальный клапан (рис.6.2) состоит из плунжера 1, который имеет два пояска диаметрами D и d , на которые воздействует жидкость.

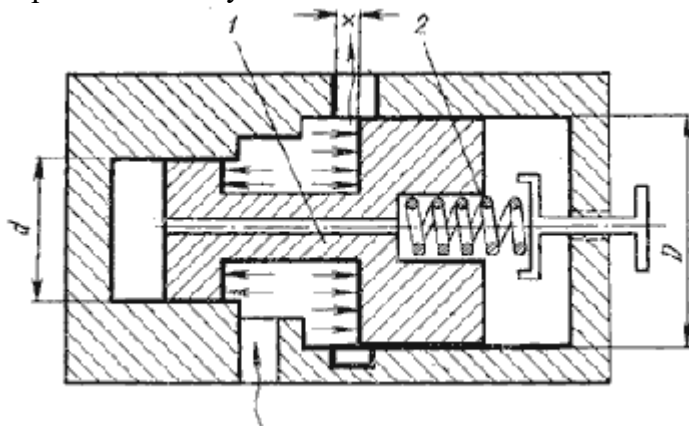


Рис.6.2. Принципиальная схема дифференциального клапана

Благодаря наличию поясков с разными диаметрами уменьшается активная площадь запорно-регулирующего элемента клапана, на которую воздействует жидкость, и он оказывается частично разгруженным. Это позволяет уменьшить размеры пружины и всего клапана в целом. Начальная сила натяжения пружины 2 определяется из уравнения

$$F_{np} = P \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right)$$

С уменьшением разности площадей поясков хотя и уменьшается усилие пружины, но одновременно уменьшается и соотношение действующих на запорно-регулирующий элемент клапана сил давления жидкости и сил трения этого элемента о корпус клапана. При определенных

соотношениях D и d эти силы могут оказаться несоизмеримы между собой и клапан перестанет работать. Поэтому в реальных конструкциях дифференциальных клапанов принимают следующее соотношение:

$$\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \leq \frac{1}{4} \frac{\pi d^2}{4}$$

Недостатком дифференциальных клапанов является скачкообразное изменение давления и расхода через клапан в момент его открытия. Поэтому величину хода запорно-регулирующего элемента клапана ограничивают величиной

$$x = \frac{1}{16D} (D^2 - d^2)$$

Еще большего уменьшения размеров пружины и всего клапан в целом при одновременном повышении его герметичности можно достигнуть в клапанах непрямого действия (рис.6.3).

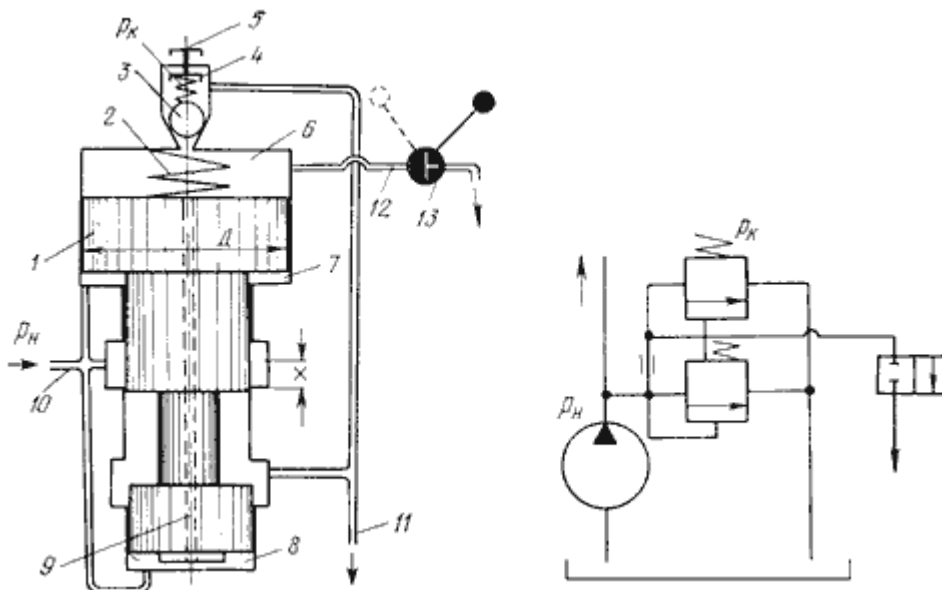


Рис.6.3. Напорный клапан непрямого действия:

а - принципиальная схема; б - условное обозначение

Клапан состоит из основного запорно-регулирующего элемента - золотника 1 ступенчатой формы; нерегулируемой пружины 2 и вспомогательного запорно-регулирующего элемента 3 в виде шарикового клапана прямого действия. Усилие пружины 4 шарикового клапана регулируется винтом 5. Каналами в корпусе клапана полости 7 и 8 соединены с гидролинией 10 высокого давления. Полость 6 соединена с полостью 8 капиллярным каналом 9 в золотнике. Пружины шарикового клапана 3 настраивается на давление P_K (на 10...20% больше максимального рабочего в гидросистеме).

Если при работе машины давление в гидросистеме $P_H < P_K$, шариковый клапан закрыт, в полостях 6, 7, 8 устанавливается одинаковое давление P_H , золотник 1 под воздействием пружины 2 занимает крайнее нижнее положение, а гидролиния высокого давления 10 отделена от гидролинии слива 11 (положение клапана соответствует изображенному на рис.6.3). Изменение давление в гидросистеме вызывает изменения давления в полостях 6, 7, 8 клапана. В тот момент, когда давление P_H превысит P_K , шариковый клапан 3 откроется и через него жидкость в небольшом количестве начнет поступать на слив. В капиллярном канале золотника создается течение жидкости с потерей давления на преодоление гидравлических сопротивлений. Вследствие этого давление жидкости в полости 6 станет меньше давления в полостях 7 и 8. Под действием образовавшегося перепада давлений золотник 1 переместится вверх, сжимая пружину и соединяя линию 10 с линией 11. Рабочая жидкость будет поступать на слив, и перегрузки гидросистемы не произойдет. Однако как только линия высокого давления соединится со сливом, давление жидкости в гидросистеме уменьшится до $P_H < P_K$, шариковый клапан закроется и течение жидкости по капиллярному каналу прекратится. Давление в полостях 6, 7 и 8 выровняется и под воздействием пружины 2 золотник возвратится в исходное положение, снова отделив линию

высокого давления от слива. Если причина, вызвавшая повышение давления в гидросистеме, не будет устранена, процесс повторится и золотник в конечном итоге установится на определенной высоте, при которой давление в гидросистеме будет поддерживаться постоянным.

Когда клапан находится в работе, золотник совершает колебательные движения. Уменьшению колебаний золотника способствует полость 7, оказывающая на него демпфирующее влияние.

Для разгрузки системы или какого-либо ее участка клапаны непрямого действия могут управляться дистанционно. Для этого полость 6 посредством канала 12 и крана 13 необходимо соединить со сливом. В результате давление в полости 6 резко упадет, золотник 1 поднимется вверх, а линия высокого давления 10 соединится со сливом 11.

По сравнению с клапанами прямого действия клапаны непрямого действия обладают рядом преимуществ: 1. Плавность и бесшумность работы. 2. Повышенная чувствительность. 3. Давление на входе в клапан поддерживается постоянным и не зависит от расхода рабочей жидкости через клапан.

6.3. Редукционный клапан

Редукционным называют гидроклапан давления, предназначенный для поддержания в отводимом от него потоке рабочей жидкости более низкого давления, чем давление в подводимом потоке. В гидроприводах находят применение в основном два типа редукционных клапанов.

Первый тип клапанов обеспечивает установленное соотношение между давлениями на входе и выходе из клапана.

Редукционный клапан (рис.6.4) состоит из запорно-регулирующего элемента - плунжера 1, прижатого к седлу пружиной 2, сила натяжения которой регулируется винтом 3. Отверстие 4 корпуса соединяется с гидролинией высокого давления, а отверстие 5 с гидролинией низкого давления. В исходном положении клапан прижат к седлу, а вход клапана отделен от выхода. При повышении давления P_1 плунжер поднимается и гидролиния высокого давления соединяется с гидролинией низкого давления. Чем больше давление P_1 , тем больше открывается проходное сечение клапана и тем больше становится давление P_2 .

Таким образом, давление P_2 зависит от давления на входе клапана, от начальной силы натяжения P_{np} и жесткости пружины c

$$P_2 = \frac{P_1 \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} \right) - P_{np} - cx}{\frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4}}$$

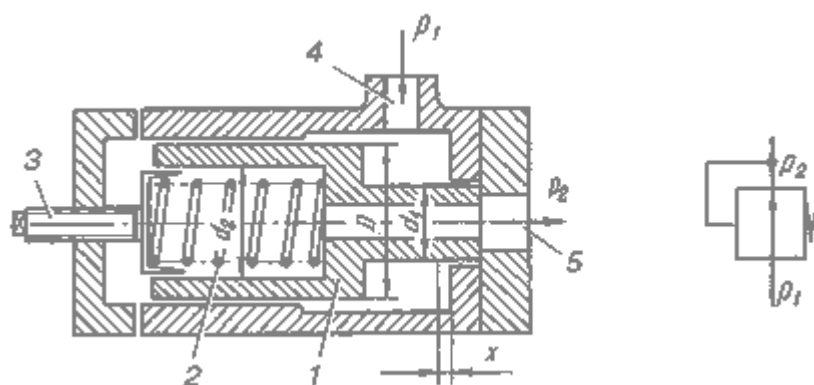


Рис.6.4. Редукционный клапан:

а - принципиальная схема; б - условное обозначение

Второй тип редукционного клапана поддерживает постоянное редуцированное давление на выходе независимо от колебания давления в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости. Такие редукционные клапаны могут быть прямого и непрямого действия.

Рассмотрим работу редукционного клапана непрямого действия (рис.6.5). Клапан состоит из основного запорно-регулирующего элемента - золотника 1 ступенчатой формы, нагруженного нерегулируемой пружиной 2 с малой жесткостью, и вспомогательного запорно-регулирующего элемента 5 в виде шарикового клапана. Силу натяжения пружины 4 шарикового клапана можно изменять винтом 3. В корпусе клапана имеются каналы, соединяющие полости 7 и 8 с выходом, а в золотнике 1 - капиллярный канал 9, соединяющий полость 6 с полостью 8, а через последнюю и с выходом клапана.

Если пружина 4 настроена на давление большее, чем давление P_1 на входе клапана, то золотник 1 занимает исходное положение (показано на рис.6.5). В этом случае в полостях 6, 7 и 8 будет одинаковое давление, равное P_1 , полость 10 соединена с полостью 11, а жидкость свободно протекает через клапан. Редуцирования давления при этом не происходит. При настройке пружины 4 на давление $P_2 < P_1$ шариковый клапан откроется и жидкость в небольшом количестве из полости 6 будет поступать на слив. В капиллярном канале 9 золотника создается течение жидкости с потерей в нем давления на преодоление гидравлических сопротивлений. В результате давление в полости 6 упадет и золотник поднимется вверх, уменьшив площадь живого сечения между полостями 10 и 11.

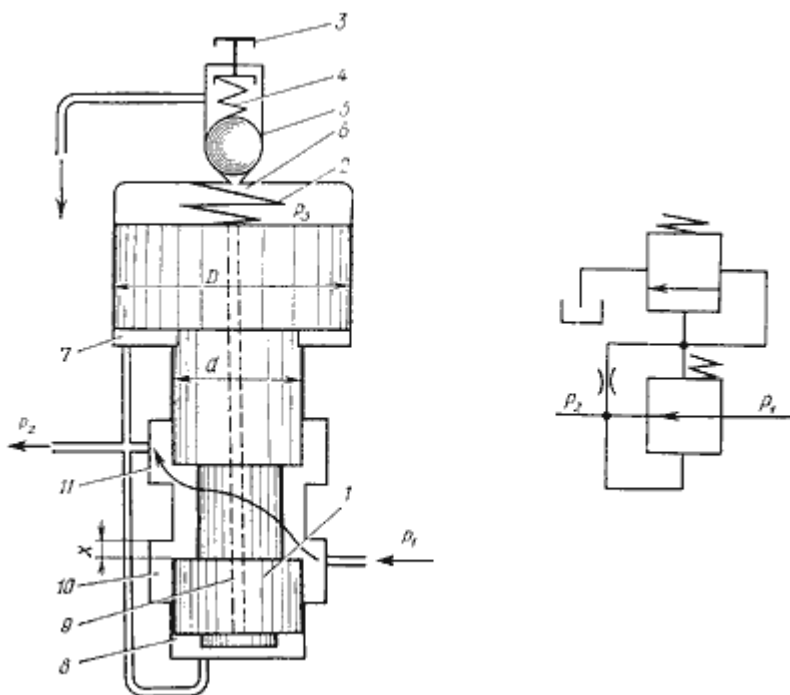


Рис.6.5. Редукционный клапан непрямого действия:
 а - принципиальная схема; б - условное обозначение

Это в свою очередь вызовет понижение давления в полостях 11, 8 и 7, опускание золотника и увеличение площади живого сечения между полостями 10 и 11. Процесс повторится снова, и золотник, совершая колебательные движения, установится на определенной высоте. Всякое изменение давления на входе или выходе клапана вызывает ответное перемещение золотника. В конечном итоге за счет изменения дросселирования давление на выходе клапана поддерживается постоянным. В этом клапане полость 7 и узкий канал, соединяющий полость с выходом клапана, оказывают демпфирующее влияние на золотник, уменьшая его колебания.

6.4. Обратные гидроклапаны

Обратным гидроклапаном называется направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении. Они могут иметь различные запорно-регулирующие элементы: шариковый, конусный, тарельчатый или плунжерный.

В соответствии со своим назначением обратный клапан должен быть герметичным в закрытом положении, т.е. в исходном положении запорно-регулирующего элемента. Для достижения абсолютной герметичности в закрытом положении применяют обратные клапаны с двумя или тремя последовательно соединенными запорно-регулирующими элементами.

Пружина обратных клапанов нерегулируемая, ее сила натяжения должна обеспечивать лишь преодоление сил трения и инерцию, а также быстрое возвращение в исходное положение запорно-регулирующего элемента.

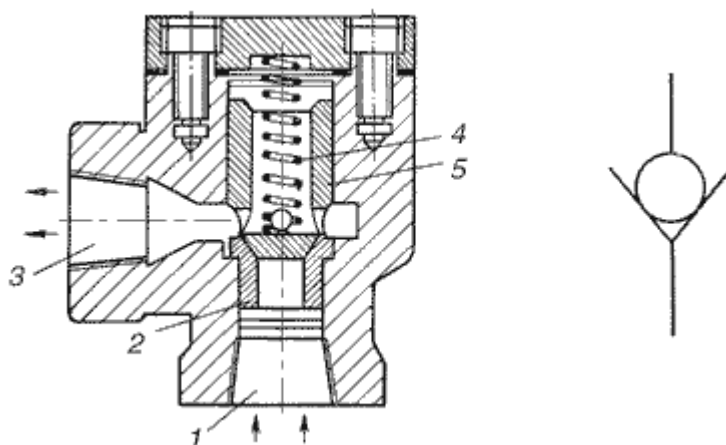


Рис.6.6. Обратный клапан типа Г51:
а - конструкция; б - условное обозначение

Обратный клапан Г51 (рис.6.6) имеет конусный запорно-регулирующий элемент 5. При подводе рабочей жидкости к отверстию 1 запорно-регулирующий элемент 5 поднимается над седлом 2, преодолевая силу натяжения пружины 4. Жидкость свободно проходит к отверстию 3. При изменении направления потока рабочей жидкости запорно-регулирующий элемент 5 прижат к седлу и блокирует отверстие 1.

В гидросистемах многих мобильных машин обратные клапаны с шариковым рабочим органом применяют в блокировочном устройстве резиновых шлангов (рис.6.7).

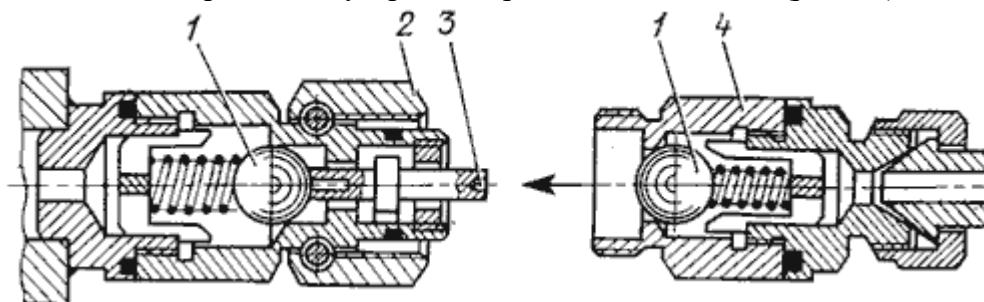


Рис.6.7. Блокировочное устройство

Блокировочное устройство имеет подпружиненные шарики 1, которые при разъединении трубопроводов блокируют поток. При соединении труб путем навинчивания гайки 2 на штуцер 4 толкатель 3 отжимает шарики от их седел, позволяя жидкости свободно проходить через устройство.

В гидроприводе обратные клапаны применяют: как подпорные; для создания нерегулируемого противодействия в сливной магистрали гидродвигателя; для блокировки

вертикально расположенного поршня от самопроизвольного опускания при выключенном приводе; для неуправляемого пропуска рабочей жидкости в одном направлении и управляемого в другом (совместно с дросселем); для исключения утечек жидкости из гидросистемы при демонтаже и т.д. Как конструктивный элемент обратный клапан включен в конструкцию разделительных панелей, напорных клапанов, дросселей и регуляторов потока, в золотники с гидравлическим управлением, в насосы и гидравлические двигатели, в гидрозамки и т.д.

6.5. Ограничители расхода

Ограничителем расхода называется клапан, предназначенный для ограничения расхода в гидросистеме или на каком-либо ее участке.

Принципиальная схема ограничителя расхода приведена на рис.6.8, а. Он состоит из подвижного поршня 3 и нерегулируемой пружины 6, помещенных внутри корпуса 7. В поршне имеется калибровочное отверстие 2 (нерегулируемый дроссель), а корпусе - окна 4. В сочетании с поршнем 3 окна 4 представляют собой регулируемый дроссель. В исходном положении пружина стремится передвинуть поршень в крайнее левое положение и открыть окна 4. При включении ограничителя расхода в гидросистему жидкость поступает в отверстие 1 и далее проходит через дроссель 2 и окна 4 к отверстию 5. При достижении жидкости через ограничитель расхода у дросселя 2 создается перепад давлений. При увеличении расхода перепад давлений увеличивается и поршень перемещается вправо, частично или полностью перекрывая окна 4. Когда расход в гидросистеме уменьшится, перепад давлений также уменьшится и поршень переместится влево, увеличив открытие окон.

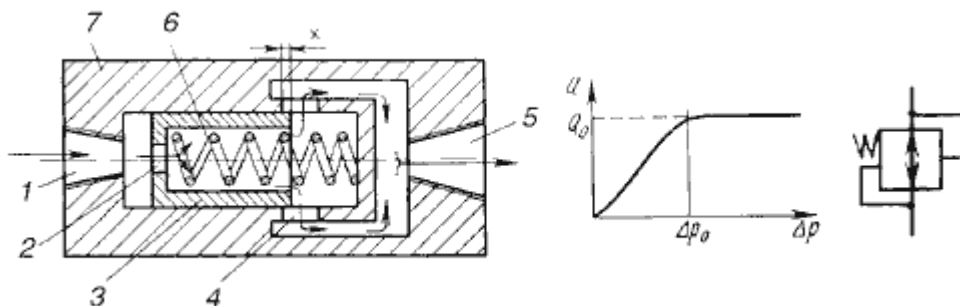


Рис.6.8. Ограничитель расхода:

а - принципиальная схема; б - зависимость $Q=f(\Delta P)$; в - условное обозначение

При значении перепада давления $\Delta P < \Delta P_0$ расход жидкости через ограничитель расхода будет зависеть от ΔP . При $\Delta P > \Delta P_0$ расход жидкости станет предельным и равным Q_0 (см.рис.6.8, б).

6.6. Делители (сумматоры) потока

Делителем потока называется клапан соотношения расходов, предназначенный для разделения одного потока рабочей жидкости на два и более равных потока независимо от величины противодействия в каждом из них. Делители потока применяют в гидроприводах машин, в которых требуется обеспечить синхронизацию движения выходных звеньев параллельно работающих гидродвигателей, преодолевающих неодинаковую нагрузку.

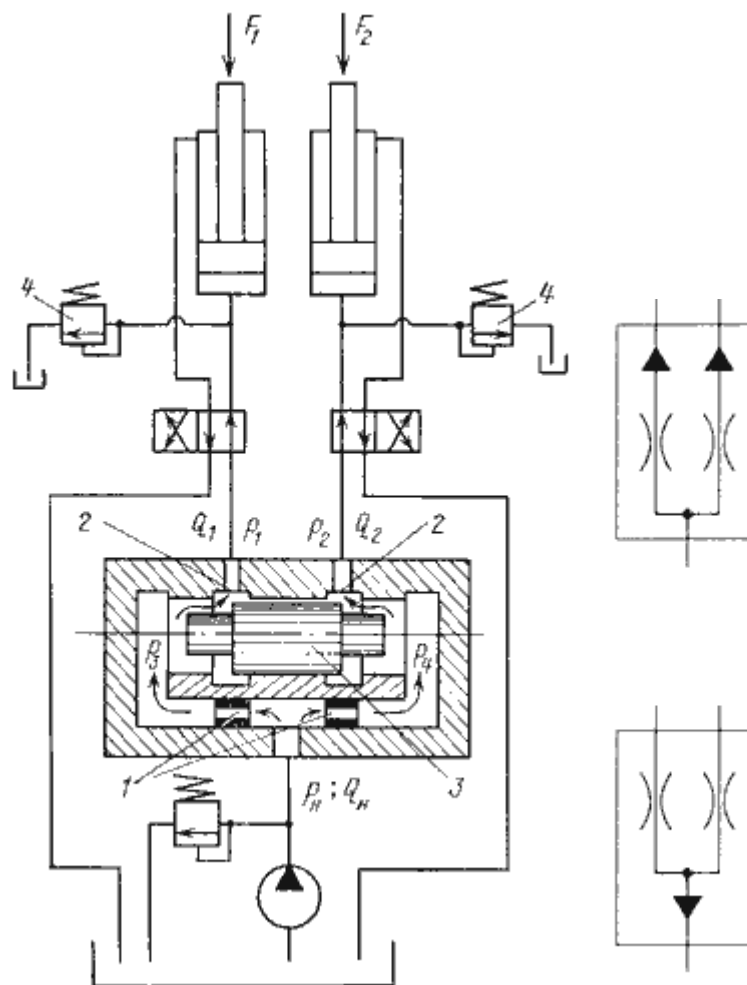


Рис.6.9. Делитель потока:

а - принципиальная схема; б - условное обозначение;

в - условное обозначение сумматора потока

Делитель потока (рис.6.9) состоит из двух нерегулируемых дросселей 1 и двух дросселей 2, проходные сечения которых могут автоматически изменяться благодаря перемещению плунжера 3. При равенстве нагрузок ($F_1 = F_2$) и площадей поршней гидроцилиндров давление $P_1 = P_2$, перепад давлений $\Delta P = (P_3 - P_4) = 0$, плунжер 3 делителя занимает среднее положение, а расходы в обеих линиях одинаковые. Если нагрузка на один из любых гидродвигателей изменится, то под действием возникшего перепада давлений у плунжера делителя он начнет смещаться из среднего положения, изменяя одновременно проходные сечения дросселей 2. Перемещение прекратится, когда давления P_3 и P_4 выровняются. В этом положении плунжера расходы в обеих ветвях будут одинаковыми. Таким образом, поддержание равенства расходов в обеих ветвях осуществляется за счет дросселирования потока в той ветви, где гидродвигатель нагружен меньше.

Делитель потока может также быть и сумматором потока (рис.6.9, в). В этом случае в подводимых к нему двух трубопроводах поддерживается постоянный расход рабочей жидкости.

6.7. Дроссели и регуляторы расхода

Дроссели и регуляторы расхода предназначены для регулирования расхода рабочей жидкости в гидросистеме или на отдельных ее участках и связанного с этим регулирования скорости движения выходного звена гидродвигателя. Дроссели выполняются по двум принципиальным схемам.

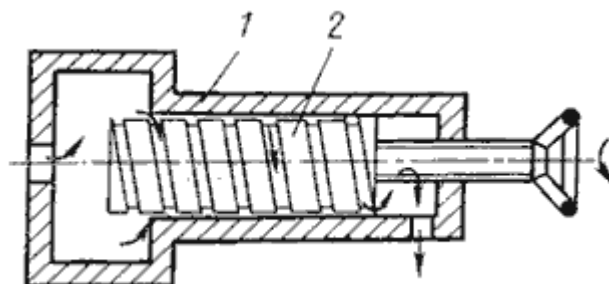


Рис.6.10. Линейный дроссель:

1 - корпус; 2 - винт

Линейные дроссели, в которых потери давления пропорциональны расходу жидкости. В таких дросселях потери давления определяются потерями давления по длине. Изменяя длину канала, по которому движется жидкость, можно изменить потери давления и расход через дроссель. Примером линейного дросселя служит гидроаппарат с дроссельным каналом (рис.6.10).

В этом дросселе жидкость движется по винтовой прямоугольной канавке, длину которой можно изменять поворотом винта. Площадь живого сечения и длину канала устанавливают из условия получения в дросселе требуемого перепада давлений и исключения засоряемости канала механическими примесями, содержащимися в рабочей жидкости. В таких дросселях за счет увеличения длины канала можно увеличить площадь его живого сечения, исключив тем самым засорения дросселя во время его работы.

Нелинейные дроссели характеризуются тем, что режим движения жидкости через них турбулентный, а перепад давлений практически пропорционален квадрату расхода жидкости, поэтому такие дроссели часто называют квадратичными. В них потери давления определяются деформацией потока жидкости и вихреобразованиями, вызванными местными сопротивлениями. Изменение перепада давлений, а, следовательно, и изменение расхода жидкости через такие дроссели достигается изменением или площади проходного сечения, или числа местных сопротивлений.

В регулируемых (рис.6.11, а, б, в, г) и нерегулируемых (рис.6.11, д, е) нелинейных дросселях длина пути движения жидкости сведена к минимуму, благодаря чему потери давления и расход практически не зависят от вязкости жидкости и изменяются только при изменении площади рабочего проходного сечения. Максимальную площадь устанавливают из условия пропускания заданного расхода жидкости через полностью открытый дроссель, минимальную - из условия исключения засоряемости рабочего окна.

В пластинчатых дросселях (рис.6.11, е) сопротивление зависит от диаметра отверстия, которое, однако, можно уменьшить лишь до определенного предела ($d_{min} > 0,5$ мм), ограничиваемого засоряемостью во время работы такого дросселя. Для получения большого сопротивления применяют пакетные дроссели с рядом последовательно соединенных пластин (рис.6.11, д). В таких дросселях расстояние между пластинами l должно быть не менее $(3...5) d$, а толщина пластин s не более $(0,4...0,5) d$.

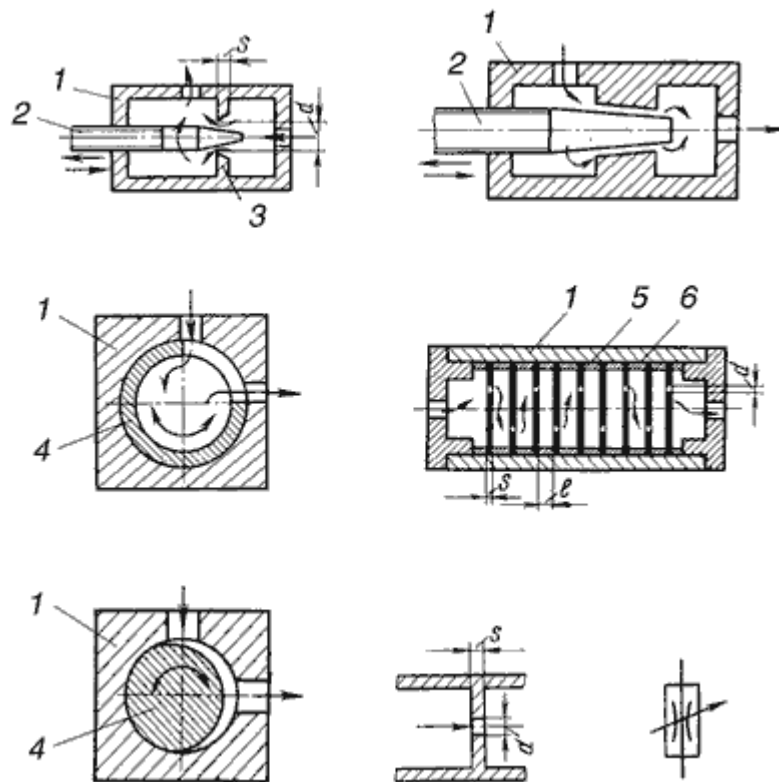


Рис.6.11. Принципиальные схемы нелинейных дросселей:

- а - игольчатого; б - комбинированного; в - пробкового щелевого;
 г - пробкового эксцентричного; д - пластинчатого пакетного;
 е - пластинчатого; ж - условное обозначение регулируемого дросселя;
 1 - корпус; 2 - игла; 3 - диафрагма; 4 - пробка; 5 - пластина; 6 - втулка

Суммарное сопротивление пластинчатого дросселя регулируется подбором пластин, а перепад давления определяется по формуле

$$\Delta P = \gamma \zeta_n \frac{v^2}{2g}$$

где γ - удельный вес жидкости; ζ - коэффициент местного сопротивления отверстия; n - число пластин; v - средняя скорость потока жидкости в проходном отверстии пластины.

К нелинейным дросселям относятся также и *комбинированные дроссели*, в которых потери давления по длине и местные потери соизмеримы между собой по величине и в равной мере оказывают влияние на расход жидкости через дроссель (рис.6.11, б). На характеристику комбинированных дросселей влияет вязкость рабочих жидкостей. Поэтому такие дроссели целесообразно применять в гидросистемах, в которых температура рабочей жидкости изменяется в небольших пределах.

Для определения расхода жидкости через дроссель пользуются формулой

$$Q = \mu \omega \sqrt{2g \frac{\Delta P}{\gamma}}$$

где ω - площадь проходного сечения дросселя; ΔP - перепад давлений у дросселя; μ - коэффициент расхода, зависящий от конструкции дросселя, числа Рейнольдса, формы и размеров отверстия [Лебедев, ГМЛП, стр.141-142, Навроцкий с.50].

Важной характеристикой дросселей является их равномерная и устойчивая работа при малых расходах. Однако устойчивая работа дросселя возможно при уменьшении площади до определенного предела, ниже которого расход становится нестабильным. Это объясняется *облитерацией* - зарастиванием проходного отверстия.

Сущность облитерации заключается в том, что в микронеровностях узких каналов задерживаются и оседают твердые частицы, содержащиеся в рабочей жидкости. Если размеры частиц, загрязняющих жидкость, соизмеримы с размером рабочего окна, то может произойти

полное его зарастание и прекращение расхода жидкости через дроссель. При увеличении площади рабочего окна расход жидкости восстанавливается.

Причиной облитерации рабочего окна может быть не только недостаточная очистка рабочей жидкости, но и адсорбция поляризованных молекул рабочей жидкости на стенках щели. Адсорбируемые молекулы образуют многорядный слой, толщина которого может достигать 10 мкм. Этот слой способен сопротивляться значительным нормальным и сдвигающим нагрузкам. В конечном итоге происходит постепенное уменьшение площади живого сечения рабочего окна, а при малых значениях и полное его зарастание. Соответственно уменьшается до нуля и расход жидкости через дроссель. При страгивании с места запорного элемента дросселя адсорбционный слой молекул разрушается, а первоначальный расход восстанавливается.

Поэтому, чтобы добиться малого расхода в ответственных гидросистемах, применяют специальные конструкции дросселей. В таких дросселях рабочему органу (игле, пробке, диафрагме и т.д.) сообщаются непрерывные вращательные или осциллирующие движения. Благодаря этим движениям на рабочей поверхности проходного окна дросселя не образуется слоя адсорбированных молекул и не происходит зарастание щели.

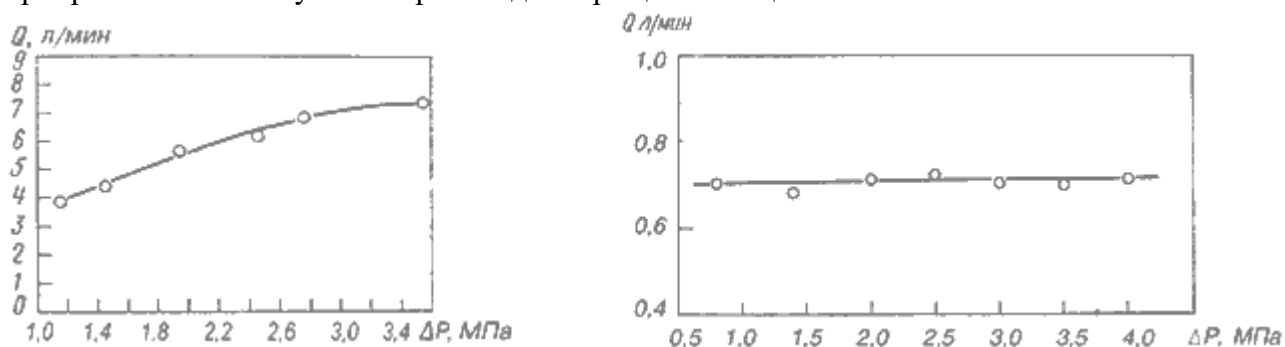


Рис.6.12. Пропускные характеристики
а - дросселя Г77-11; б - регулятора расхода Г55-21

Недостатком дросселей является неравномерность расхода, вызванная изменением перепада давлений у дросселя. На рис.6.12, а приведена пропускная характеристика дросселя Г77 11 $Q = f(\Delta P)$, из которой видно, что с изменением перепада давлений (вызванного, например, изменением нагрузки на гидродвигатель)

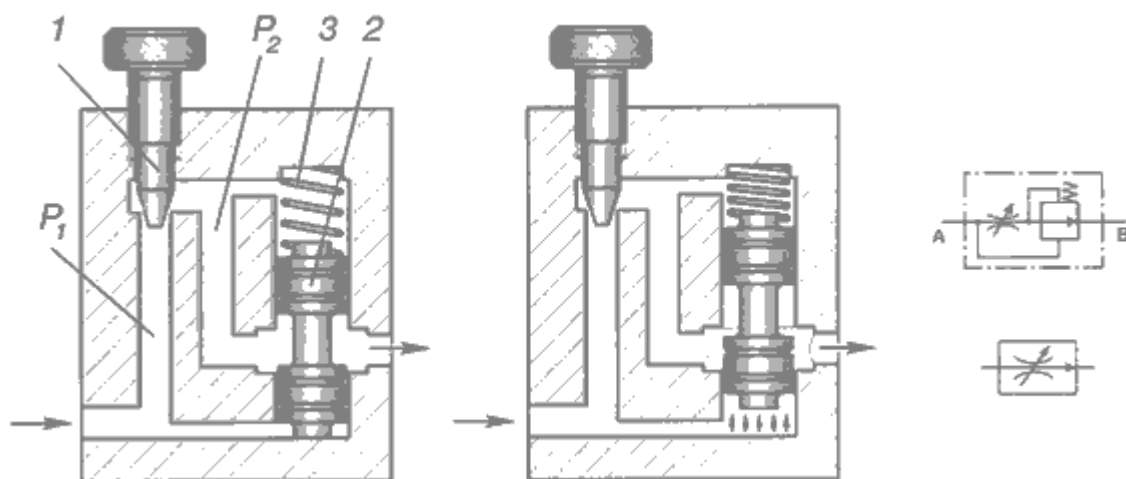


Рис.6.13. – Регулятор расхода Г77-11

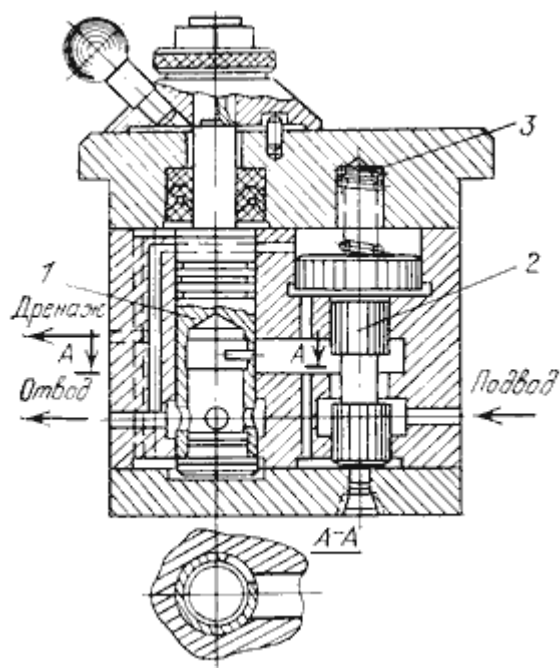


Рис.6.14. - Регулятор расхода Г55-21

Для частичного или полного устранения неравномерности расхода применяют регуляторы расхода, в которых перепад давлений в дросселе ΔP во время его работы поддерживается примерно постоянным. Конструктивно этот аппарат состоит из последовательно включенных редукционного клапана и дросселя. Расход жидкости через регулятор устанавливается дросселем 1, а постоянство перепада давления на дросселе - редукционным клапаном 2 (рис.6.13). При увеличении расхода Q через дроссель увеличивается перепад давлений $\delta P = P_1 - P_2$, который вызывает смещение вверх запорно-регулирующего элемента клапана. Проходное сечение уменьшается, и при этом расход на выходе из регулятора будет уменьшен.

Благодаря постоянству перепада давлений у дросселя расход жидкости через регулятор и скорость движения выходного звена гидродвигателя не изменяются при изменении нагрузки. Вид проливочной характеристики $Q = f(\Delta P)$ регулятора расхода Г55-21 приведен на рис.6.12, б, а его конструкция на рис.6.14.

При работе гидропривода вследствие изменения коэффициента расхода μ , вызванного колебаниями температуры рабочей жидкости, расход через регулятор все же изменяется. Для серийных конструкций регуляторов это изменение составляет 10...12%.

Лекции по гидро-пневмосистемам. Лекция 6.

Схемы типовых гидросистем

Гидросистема состоит из источника энергии, каковым обычно является насос, исполнительного механизма (силового цилиндра или гидромотора), а также аппаратуры управления потоком жидкости и защиты системы от перегрузок. В частности, обязательным аппаратом для большинства гидросистем является распределитель жидкости, в функции которого входит обеспечение направления потока жидкости к рабочим полостям исполнительного механизма.

Системы любой сложности комплектуются их элементарных систем и их комбинаций. Ввиду практической неограниченности возможных комбинаций таких элементарных систем, из которых комплектуются более сложные гидросистемы разнообразных машин и установок, ограничимся лишь описанием наиболее типовых элементов схем и их комбинаций, которые применяются практически во всех машинах.

10.1. Гидросистемы с регулируемым насосом и дросселем

На рис.10.1 изображена типовая схема гидросистемы с регулируемым насосом 3, приводимым во вращение электродвигателем *M*, с трехпозиционным четырехходовым распределителем 2 с ручным управлением, с помощью которого осуществляется реверс поршня силового цилиндра 1. В среднем положении распределителя 2 все его каналы соединяются с баком 5, что соответствует холостому ходу (разгрузке) насоса и "плавающему" состоянию поршня цилиндра. Насос 3 снабжен фильтром 4, установленным на всасывающем трубопроводе, и предохранительным клапаном 6.

На рис.10.2 представлена схема гидросистемы с регулируемым дросселем, установленным в линии подачи (на входе). В схеме предусмотрено соединение полостей цилиндра, для обеспечения чего применен утапливаемый с помощью упоров 4 на штоке цилиндра четырехходовой переключатель 5.

Система включает нерегулируемый насос 9 с предохранительным клапаном 7, трехпозиционный четырехходовой распределитель 6 с ручным управлением, регулируемый дроссель 2 и двухпозиционный переключатель 5 с приводом от упора 4 движущегося штока силового цилиндра 3 и с установкой в исходное (верхнее) положение под действием пружины.

В среднем положении распределителя 6, представленного на рис.10.2 все его каналы соединены между собой и с баком, что соответствует разгрузке насоса и "плаванию" поршня цилиндра.

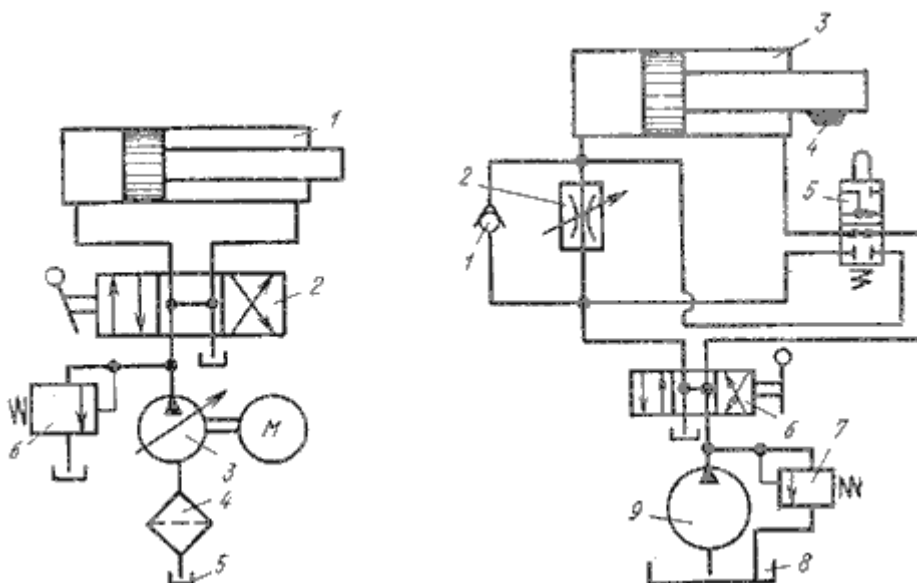


Рис.10.1. Схема типовой гидросистемы с регулируемым насосом

Рис.10.2. Гидросистема с дроссельным управлением

Положение распределителя в левой его позиции (жидкость поступает в перерывающиеся каналы правого поля распределителя) соответствует движению поршня силового цилиндра 3 вправо (жидкость от насоса поступает в левую полость), причем в этом положении распределителя 6 и утопленного переключателя 5 жидкость как от насоса, так и из нерабочей (правой) полости цилиндра 3 поступает в левую его полость (в этом случае рабочей площадью цилиндра является площадь сечения штока), что способствует ускоренному перемещению поршня вправо. После того, как нажатие упора 4 на переключатель 5 прекратится, он под действием пружины переместится вверх и отсечет левую полость цилиндра 3 от правой, соединив последнюю через распределитель с баком 8. В результате в левую полость цилиндра будет поступать лишь жидкость, проходящая через регулируемый дроссель 2, что соответствует регулируемому рабочему ходу поршня цилиндра 3.

При установке распределителя 6 в правое положение жидкость от насоса 9 поступает при неутопленном переключателе 5 в правую полость цилиндра 3, осуществляя обратный ход поршня. При этом жидкость, вытесняемая из левой полости цилиндра 3, поступает через дроссель 2 и обратный клапан 1 в бак.

При нажатии в этом случае на переключатель 5 канал насоса перекрывается.

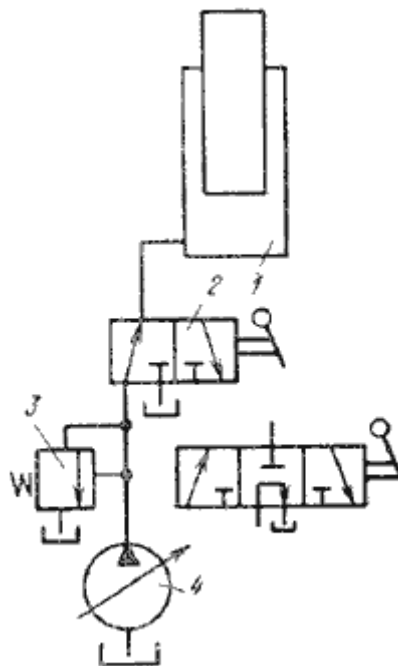


Рис.10.3. Гидросистема с цилиндром одностороннего действия

На рис.10.3, а представлена схема гидросистемы с силовым цилиндром 1 одностороннего действия и регулируемым насосом 4. Гидросистема управляется трехходовым двух-позиционным распределителем 2 с ручным приводом. Для предохранения от перегрузок система снабжена предохранительным клапаном 3.

В положении распределителя 2, представленном на рис.10.3, а, жидкость от насоса поступает в силовой цилиндр 1. Линия бака при этом перекрыта. При перемещении распределителя в противоположное положение выходной канал насоса 4 перекрывается, а цилиндр 1 соединяется с баком, в результате поршень цилиндра под действием веса приводимого узла опускается вниз. Скорость опускания регулируется с помощью дросселирования отводимой жидкости распределителем 2.

При применении в последней схеме трехходового трехпозиционного распределителя (рис.10.3, б) можно обеспечить в среднем его положении запираение жидкости в силовом цилиндре 1 (для удержания, например, груза в поднятом положении) при одновременном соединении насоса 4 с баком.

10.2. Гидросистемы с двухступенчатым усилением

В автоматических системах распространены двухступенчатые распределители, в которых задающее устройство воздействует на распределитель не напрямую, а через промежуточный вспомогательный распределитель (пилот), благодаря чему можно существенно снизить мощность сигнала.

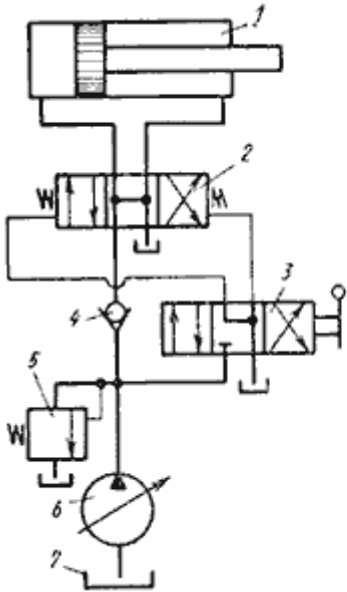


Рис.10.4. Гидросистема с двухступенчатым (пилотным) распределением

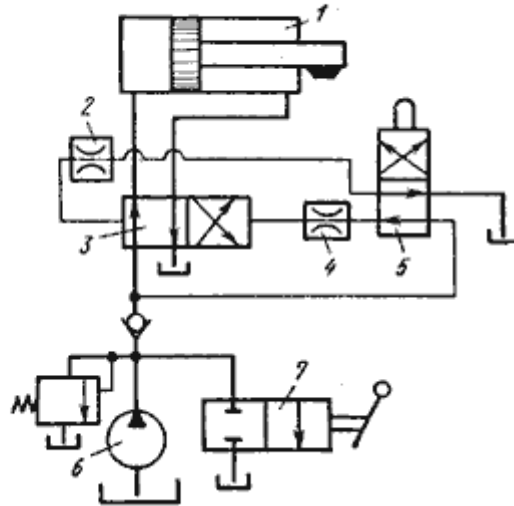


Рис.10.5. Гидросистема с двухступенчатым (пилотным) распределением и ручной разгрузкой

Схема гидросистемы с силовым цилиндром 1, снабженная подобным двухступенчатым распределителем, состоящим из основного 2 и вспомогательного 3 четырехходовых золотников, представлена на рис.10.4. Система снабжена регулируемым насосом 6, а также предохранительным 5 и обратным 4 клапанами. Основной трехпозиционный четырехходовой распределитель 2 с отрицательным перекрытием каналов (см. также рис.5.7) в среднем положении управляется давлением рабочей жидкости с помощью вспомогательного трехпозиционного четырехходового распределителя 3 с ручным или иным управлением. В среднем положении этого вспомогательного распределителя, представленном на рис.10.4, рабочие полости цилиндров сервопривода основного распределителя 2 соединены между собой с баком 7. В результате этот распределитель устанавливается под действием пружин в среднее положение, при котором все его каналы соединяются с баком, что соответствует разгрузке (переводу в режим холостого хода) насоса.

Схема аналогичной системы представлена на рис.10.5. Система снабжена нерегулируемым насосом 6 с ручной разгрузкой (переводом насоса на холостой ход), осуществляемой с помощью двухступенчатого двухходового распределителя (переключателя) 7. Реверсирование движения поршня силового цилиндра 1 осуществляется с помощью упоров, установленных на его штоке, воздействующих на четырехходовой двухпозиционный распределитель 5, обеспечивающий переключение (реверсирование) основного четырехходового двухпозиционного распределителя 3 скорость переключения распределителя 3 ограничена дросселями 2 и 4.

10.3. Гидросистемы непрерывного (колебательного) движения

В ряде случаев (в металлорежущих станках и пр.) требуется обеспечить непрерывные колебательные прямолинейные или поворотные движения исполнительного гидродвигателя.

Схема такой гидросистемы с гидродвигателем поворотного действия (моментным гидроцилиндром) 4 приведена на рис.10.6. Управление системой осуществляется автоматически действующим двухпозиционным распределителем 2 и разгрузочными клапанами последовательного включения 6 и 11 с управлением с помощью давления жидкости, перепускаемой предохранительными клапанами 5 и 7 в конце каждого хода поворотного поршня цилиндра.

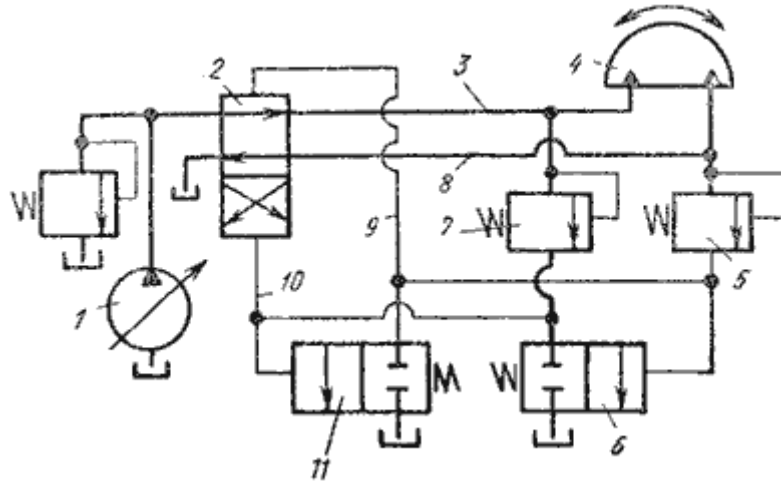


Рис.10.6. Гидросистема, обеспечивающая поворотно-колебательные движения

В положении аппаратов системы, представленном на рис.10.6, жидкость от регулируемого насоса 1 поступает через двухпозиционный гидравлически управляемый распределитель 2 и напорную магистраль 3 в цилиндр 4 и удаляется из последнего в бак через магистраль 8. В конце каждого хода поршня поворотного цилиндра 4 клапан 7 в результате повышения давления перепускает жидкость в линию 10 управления распределителем 2 и клапаном 11, перемещая их рабочие элементы. При этом клапан 11 соединяет линию управления 9, связанную с верхней полостью распределителя 2, с баком, в результате чего распределитель 2 переключается, соединяя насос с магистралью 8, ведущей в противоположную полость цилиндра 4. При этом происходит реверс последнего, причем в конце хода цилиндра вступают в действие в той же последовательности предохранительный 5 и разгрузочный 6 клапаны, обеспечивающие повторение реверса поршня цилиндра.

Рассмотренная схема применима также и для поворотных колебательных движений цилиндра прямолинейного движения.

10.4. Электрогидравлические системы с регулируемым насосом

К гидросистемам с двухступенчатым электро-гидравлическим управлением относится система с регулируемым реверсивным насосом, реверс которого осуществляется сервоприводом, управляемым электрогидравлическим распределителем. Подобная схема гидросистемы с реверсивным регулируемым насосом 2 и гидравлическим управлением производительностью по положению поршня 9 сервопривода представлена на рис.10.7.

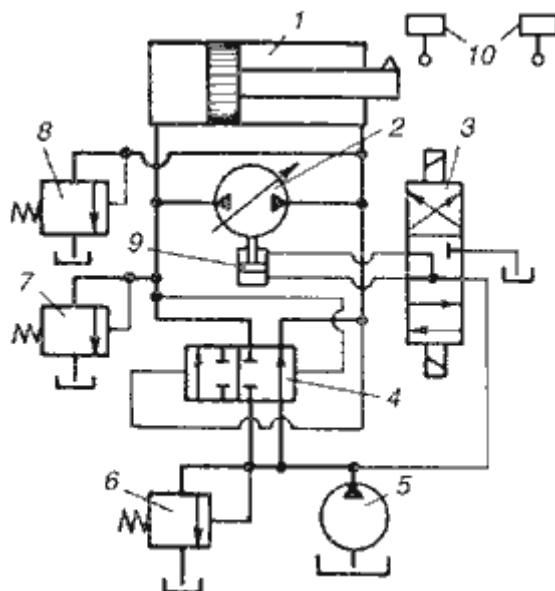


Рис.10.7. Гидросистема с регулируемым реверсивным насосом

Система снабжена вспомогательным насосом 5, питающим систему регулирования (управления) подачи основного рабочего насоса, а также осуществляющим его подпитку. Сигнал на реверсирование подачи насоса 2 поступает от вспомогательного четырехходового трехпозиционного распределителя 3 с электромагнитным управлением, получающего электросигнал от концевых переключателей 10.

При реверсировании насоса 2 одновременно переключается двухпозиционный четырехходовой распределитель 4 с гидравлическим управлением на питание вспомогательным насосом 5 соответствующей всасывающей полости насоса 2.

Насос 2 снабжен предохранительными клапанами 7 и 8, отрегулированными на требуемые давления при прямом и обратном ходах поршня цилиндра 1, а насос 5 - предохранительным клапаном 6, отрегулированным на давление, необходимое для обеспечения требований системы управления и подпитки.

10.5. Гидросистемы с двумя спаренными насосами

В ряде машин, в частности в металлорежущих станках, распространены схемы с двумя спаренными насосами. Один из них (нерегулируемый) работает на низком давлении с большей подачей, и обеспечивает требующийся ускоренный холостой ход. А второй (регулируемый) работает на высоком давлении с небольшой подачей и служит для выполнения рабочего хода.

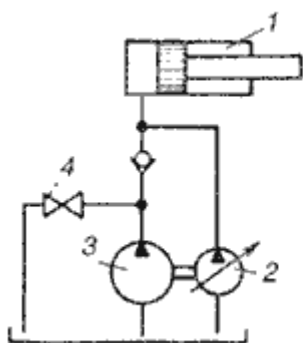


Рис.10.8. Схема системы с двумя спаренными насосами

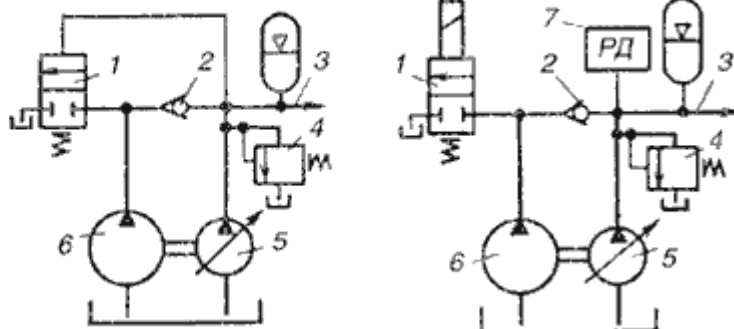


Рис.10.9. Схемы гидросистем с двумя спаренными насосами и газовым гидроаккумулятором

Упрощенная схема такой системы приведена на рис.10.8. Ускоренное перемещение поршня обеспечивается суммарной подачей двух насосов высокого 2 и низкого 3 давлений. По окончании ускоренного перемещения насос 3 вручную или автоматически по сигналу давления отключается при помощи открытия перекрывающего крана 4, после чего питание цилиндра 1 обеспечивается одним насосом 2, который является регулируемым.

На рис.10.9, а показана принципиальная схема подобной гидросистемы питания потребителей двумя спаренными насосами 5 и 6 с автоматическим переключением. До тех пор, пока давление в линии 3 потребителей не достигнет заданного значения, на которое отрегулирована возвратная пружина двухходового распределителя (переключателя) 1, каналы последнего будут перекрыты, и в линию 3 поступает жидкость от обоих насосов. При заданном же давлении, определяемом характеристикой пружины переключателя 1, насос низкого давления 6 автоматически переключится на бак, насос же 5 с помощью обратного клапана 2 отсоединится от переключателя 1 и будет продолжать питание гидросистемы. Давление, развиваемое в этом случае насосом 5, ограничено предохранительным клапаном 4.

Принципиальная схема подобной же гидросистемы представлена на рис.10.9, б. Эта схема отключается от рассмотренной выше тем, что отключение насоса 6 низкого давления осуществляется электрогидравлическим реле давления 7, подающим при заданном давлении сигнал на электромагнитный переключатель 1.

10.6. Питание одним насосом двух и несколько гидродвигателей

Многие гидросистемы имеют несколько гидродвигателей, питаемые от одного насоса. При такой схеме возможны два варианта подключения гидродвигателей.

Гидросистема с параллельным включением гидропривода показана на рис.10.10. Гидросистема имеет одну общую насосную станцию 1 и три гидроцилиндра 2, 3 и 4. Каждый из гидроцилиндров имеет собственное независимое устройство управления - гидрораспределители 6, 7 и 8. В точке 5 гидролиния имеет разветвление, в котором общая подача насосной станции 1 делится на три части Q_1 , Q_2 и Q_3 . Каждый из гидроцилиндров может включаться в работу в любой момент времени, независимо от других потребителей, и совершать как холостой, так и рабочий ход.

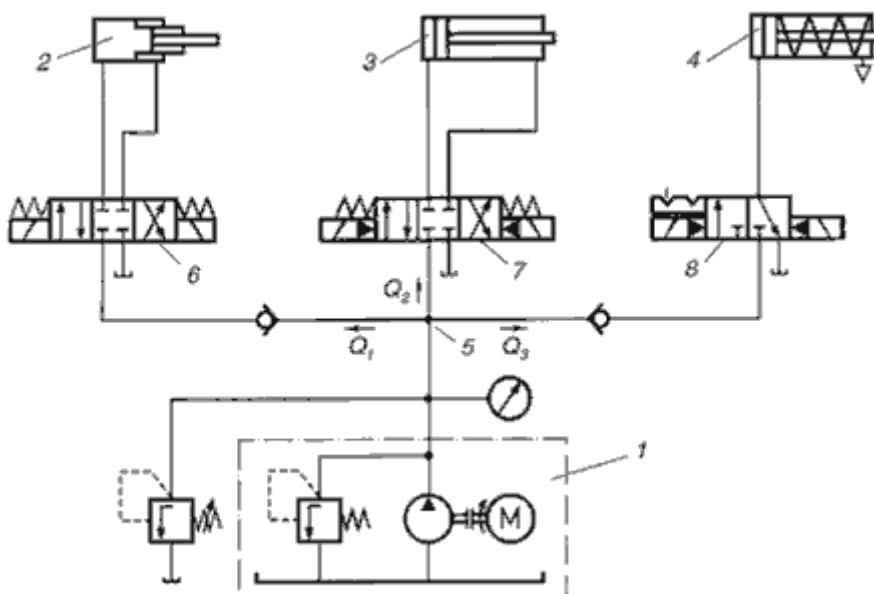


Рис.10.10. Гидросистема параллельным включением гидропривода

Гидросистема с последовательным включением гидропривода представлена на ри.10.11. Гидросистема имеет два гидроцилиндра 1 и 2, которые питаются от общей насосной станции 3. В отличие от гидросистемы с параллельным включением, гидроцилиндр 2 может осуществлять рабочий ход только при неработающем

первом гидроцилиндре, поскольку при включении гидроцилиндра 1, напорная линия цилиндра 2 становится сливной, в которой давление падает. При этом цилиндр 2 может осуществлять только холостой ход.

Гидросистемы с параллельным включением гидропривода получили наибольшее распространение. Однако, показанная на рис.10.10 гидросхема имеет один существенный недостаток.

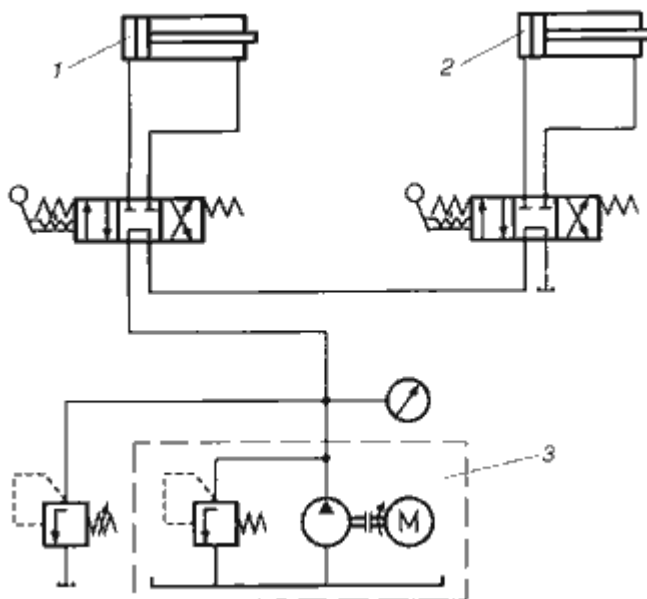


Рис.10.11. Гидросистема последовательным включением гидропривода

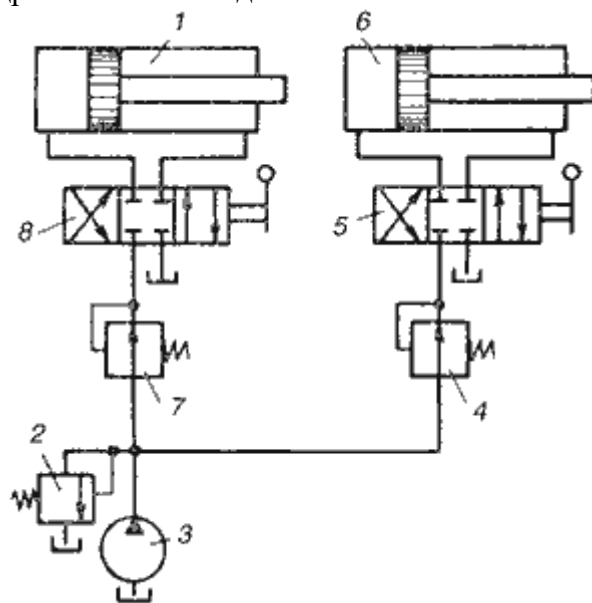


Рис.10.12. Гидросистема с двумя гидроцилиндрами, питаемыми одним насосом через редукционные клапаны

Дело в том, что при включении всех трех гидроцилиндров скорость перемещения их выходных звеньев будет минимальна. Если отключить один из них, например первый (2), то скорость у второго и третьего возрастет, так как общая подача будет делиться только на Q_2 и Q_3 . Чтобы этого избежать, в гидросистему необходимо включать редукционные клапаны.

На рис.10.12 представлена схема гидросистемы с одним насосом 3 и двумя силовыми цилиндрами 1 и 6, один из которых (цилиндр 6) рассчитан на работу при внешней нагрузке (давлении), значительно меньшей нагрузки второго цилиндра 1.

Для снижения давления в системе питания цилиндра 6 до требуемой величины применен редукционный клапан 4, установленный на входе в распределитель 5. Для цилиндра 1 также предусмотрен редукционный клапан 7, отрегулированный на рабочее давление в этом цилиндре. Редукционный клапан 7 также устанавливается на входе в распределитель 8, управляющий цилиндром 1. Насос 3 снабжен переливным клапаном 2, который сбрасывает излишек рабочей жидкости в бак.

Лекции по гидро-пневмосистемам. Лекция 7.

Системы разгрузки насосов и регулирования гидродвигателей

9.1. Способы разгрузки насосов от давления

В гидроприводах, в которых гидродвигатели работают непродолжительно, необходимо устраивать системы разгрузки насоса от давления. Благодаря этому уменьшаются эксплуатационные расходы, увеличивается КПД системы и повышается долговечность насоса.

Разгрузка через распределитель осуществляется путем соединения напорной линии насоса непосредственно через распределитель с баком. На рис.9.1, а показан момент разгрузки насоса при помощи трехпозиционного реверсивного распределителя с электромагнитным управлением. Разгрузка осуществляется при среднем положении плунжера за счет каналов, сделанных в плунжере золотника.

Разгрузка насоса с удержанием в гидромагистрали установившегося давления необходима для гидросистем машин с прижимом или зажимом деталей при их обработке (в станкостроении) или в гидросистемах, где продолжительное время должно поддерживаться высокое давление при отсутствии расхода. В таких случаях применяют гидроаккумуляторы. Данная система разгрузки насоса была уже рассмотрена в п.7.4 на рис.7.22. Рассмотрим еще один вариант разгрузки. На рис.9.1, б представлена гидросхема, где разгрузка насоса с удержанием давления в гидромагистрали осуществляется следующим образом. После прижима штоком поршня груза 1 к упору начинается зарядка гидроаккумулятора 2. В это же время жидкость под высоким давлением по линии управления 3 подводится к напорному клапану.

Когда давление достигнет значения, на которое настроен клапан 4, он откроется и соединит напорную линию с гидробаком. Насос разгрузится от высокого давления, при этом обратный клапан 5 блокирует магистраль от слива, а нужное давление поддерживается гидроаккумулятором 2. Гидроаккумулятор при этом компенсирует утечки рабочей жидкости в гидроаппаратуре и перетечки в гидродвигателе.

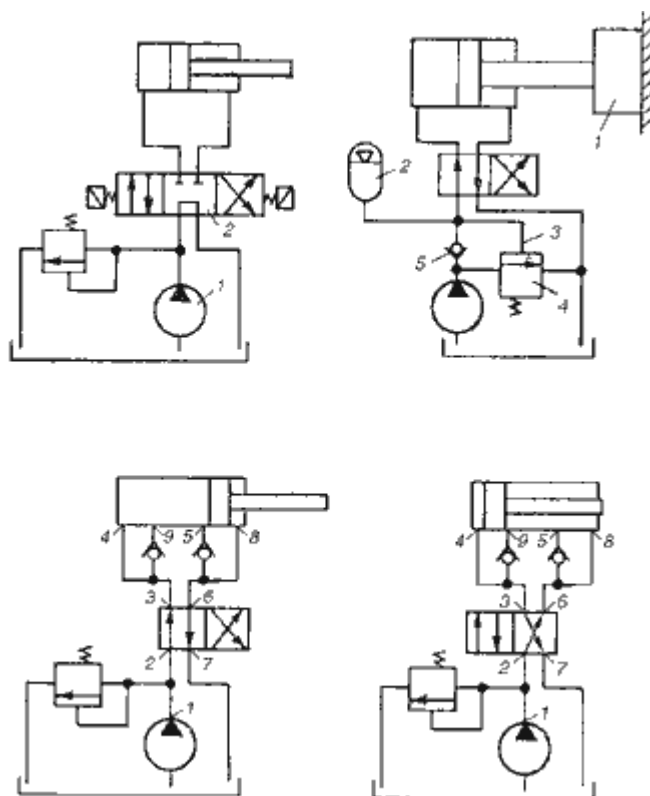


Рис.9.1. Принципиальные схемы разгрузки насоса

Разгрузка насоса в положении "стоп" исполнительного механизма применяют в станках, работающих по циклам: рабочий ход - "стоп" - реверс - холостой ход. В этом случае к гидроцилиндру и гидромагистрали необходимо подключить обратные клапаны (рис.9.1, в, г). При достижении поршнем крайнего правого положения (рис.9.1, в) насос разгружается по линии 1-2-3-4-5-6-7, а при достижении крайнего левого положения (рис.9.1, г) - по линии 1-2-6-8-9-3-7.

9.2. Дроссельное регулирование

Очень часто во многих рабочих процессах необходимо изменять скорости движения выходных звеньев гидродвигателей. Изменение скорости может осуществляться разными способами. Одним из них является дроссельное управление.

Дроссельный способ регулирования скорости гидропривода с нерегулируемым насосом основан на том, что часть жидкости, подаваемой насосом, отводится в сливную гидролинию и не совершает полезной работы. Простейшим регулятором скорости является регулируемый дроссель, который устанавливается в системе либо последовательно с гидродвигателем, либо в гидролинии управления параллельно гидродвигателю.

При *параллельном включении* дросселя (рис.9.2, а) рабочая жидкость, подаваемая насосом, разделяется на два потока. один поток проходит через гидродвигатель, другой - через регулируемый дроссель.

Скорость поршня для этой схемы определится выражением

$$v = \frac{1}{S} \left(Q_H - \mu S_{др} \sqrt{\frac{2F_H}{\rho S}} \right)$$

где S - эффективная площадь поршня; Q_H - подача насоса; $S_{др}$ - площадь проходного сечения дросселя; μ - коэффициент расхода; F_H - нагрузка на шток поршня; ρ - плотность жидкости.

В такой системе при постоянной внешней нагрузке $F_H = \text{const}$, скорость движения будет изменяться от v_{min} до v_{max} при изменении $S_{др}$ от $S_{др max}$ до $S_{др} = 0$. Поскольку в рассматриваемом гидроприводе давление на выходе насоса зависит от нагрузки $P_H = F_H/S$ и не является постоянной величиной, такую систему называют *системой с переменным давлением*. Клапан, установленный в системе, является предохранительным. Эта система позволяет регулировать скорость только в том случае, если направление действия нагрузки противоположно направлению движения выходного звена гидропривода (отрицательная нагрузка).

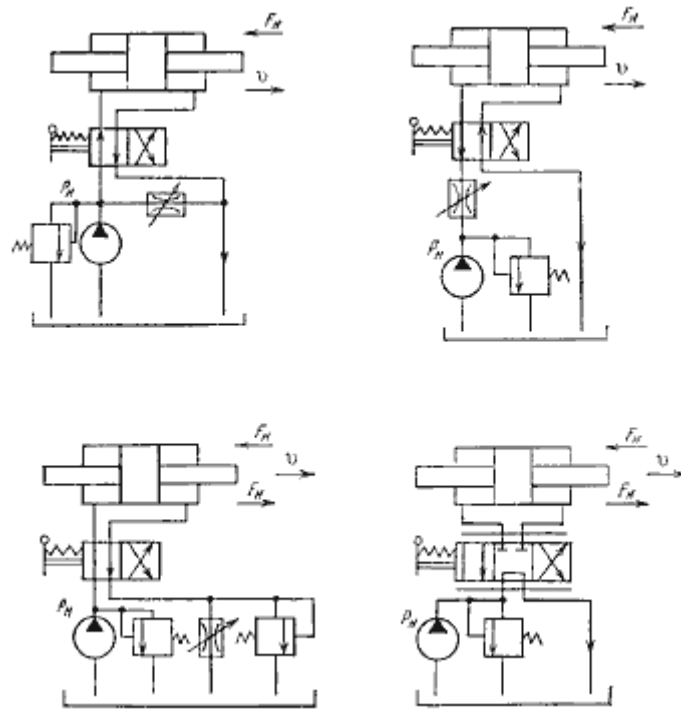


Рис.9.2. Схемы гидроприводов с дроссельным управлением скоростью:
 а - с параллельным включением дросселя; б - с дросселем на входе гидродвигателя; в - с дросселем на выходе гидродвигателя; г - с четырехлинейным дросселирующим распределителем

Последовательное включение дросселя осуществляется на входе в гидродвигатель, на выходе гидродвигателя, на входе и выходе гидродвигателя. При этом во всех трех случаях система регулирования скорости строится на принципе поддержания постоянного значения давления P_H на выходе нерегулируемого насоса за счет слива части рабочей жидкости через переливной клапан. Поэтому система дроссельного регулирования с последовательным включением дросселей получила название *система с постоянным давлением*.

Гидропривод с дросселем на входе (рис.9.2, б) допускает регулирование скорости только при отрицательной нагрузке. При положительной нагрузке, направленной по движению поршня, может произойти разрыв сплошности потока рабочей жидкости, особенно при зарытом дросселе, когда поршень продолжает движение под действием сил инерции.

Скорость движения поршня в таком гидроприводе определяется выражением

$$v = \mu \frac{S_{дп}}{S} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(P_H - \left| \frac{F_H}{S} \right| \right)}$$

Гидропривод с дросселем на выходе (рис.9.2, в) допускает регулирование скорости гидродвигателя при знакопеременной нагрузке, так как при любом направлении действия силы F_H изменению скорости препятствует сопротивление дросселя, через который рабочая жидкость поступает из полости гидродвигателя на слив. Для такой схемы включения дросселя скорость движения выходного звена определится

$$v = \mu \frac{S_{дп}}{S} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(P_H \pm \left| \frac{F_H}{S} \right| \right)}$$

При установке дросселя на выходе в случаях больших положительных нагрузок давление перед дросселем может превысить допустимый уровень. Поэтому для предохранения системы параллельно дросселю включают предохранительный клапан.

Недостатком дроссельного регулирования является то, что при регулировании часть энергии тратится на преодоление сопротивления в дросселе и предохранительном клапане, вследствие чего повышается температура жидкости, а это отрицательно сказывается на работе гидросистемы. При дроссельном регулировании снижается КПД гидропривода, и отсутствует постоянство скорости движения выходного звена гидродвигателя при переменной нагрузке.

9.3. Объемное регулирование

Для изменения скорости рабочих органов применяют системы, у которых вся жидкость от насосов поступает к гидродвигателю, а регулирование его скорости достигается изменением рабочего объема насоса или гидродвигателя.

Ступенчатой регулирование, являясь разновидностью объемного, обычно осуществляется или путем подключения в систему различных по производительности насосов (различных по расходу гидродвигателей).

Изменение скорости перемещения поршня гидроцилиндра (рис.9.3) осуществляется в результате соединения одного или нескольких насосов 1 с линией слива (при помощи кранов 2). Обратные клапаны 3 в системе отключают разгруженный насос от линии высокого давления.

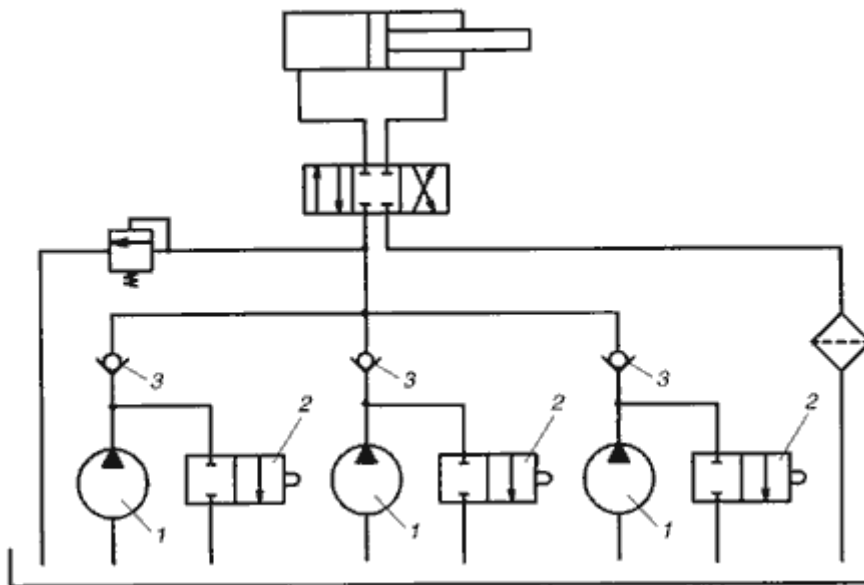


Рис.9.3. Объемное ступенчатое регулирование

Подключение в гидросистему трех насосов разной производительности Q_1 , Q_2 и Q_3 позволяет получать до семи значений скоростей движения выходного звена гидродвигателя.

Плавное изменение скорости движения выходного звена гидропривода реализуется за счет изменения рабочего объема либо насоса, либо двигателя, либо за счет изменения рабочего объема обеих машин.

Регулирование путем изменения рабочего объема насоса может быть использовано в гидроприводах поступательного, поворотного или вращательного движений.

На рис.9.4, а приведена принципиальная схема гидропривода поступательного движения с замкнутой циркуляцией, в котором регулирование скорости движения штока гидроцилиндра 1 осуществляется за счет изменения подачи насоса 4. Выражение для скорости движения штока при $F_H/S < P_k$ записывается в виде

$$v = \frac{e_H q_H n_H}{S} - r_c \frac{F_H}{S^2}$$

где q_H - максимальный рабочий объем насоса; n_H - частота вращения насоса; S - эффективная площадь поршня гидроцилиндра; r_c - коэффициент объемных потерь системы, определяемый изменением объемного КПД насоса и гидродвигателя в функции давления (нагрузки); F_H - нагрузка на шток поршня; P_k - давление, на которое отрегулированы предохранительные клапаны; e_H - параметр регулирования насоса, равный отношению текущего значения рабочего объема к максимальному рабочему объему.

Изменение направления движения выходного звена гидропривода осуществляется благодаря реверсированию потока рабочей жидкости, подаваемой насосом (реверс подачи насоса). При этом необходимо вначале уменьшить подачу насоса до нуля, а затем увеличить ее, но в противоположном направлении. Напорная и сливная гидролинии меняются местами. Для компенсации утечек в гидроприводе с замкнутой циркуляцией, а также для исключения возможности кавитации на входе в насос используется вспомогательный насос 3, осуществляющий подачу рабочей жидкости в систему гидропривода через обратные клапаны 5.

При таком способе регулирования скорости усилие, развиваемое выходным звеном гидропривода, не зависит от скорости движения. В этом случае диапазон регулирования определяется объемным КПД гидропривода, а также максимальной подачей насоса, определяемый его рабочим объемом.

На рис.9.4, б представлена зависимость скорости движения и мощности на выходном звене гидропривода от параметра регулирования при постоянной нагрузке. Такая система объемного регулирования скорости получила наибольшее распространение в гидроприводах дорожно-строительных и подъемно-транспортных машин.

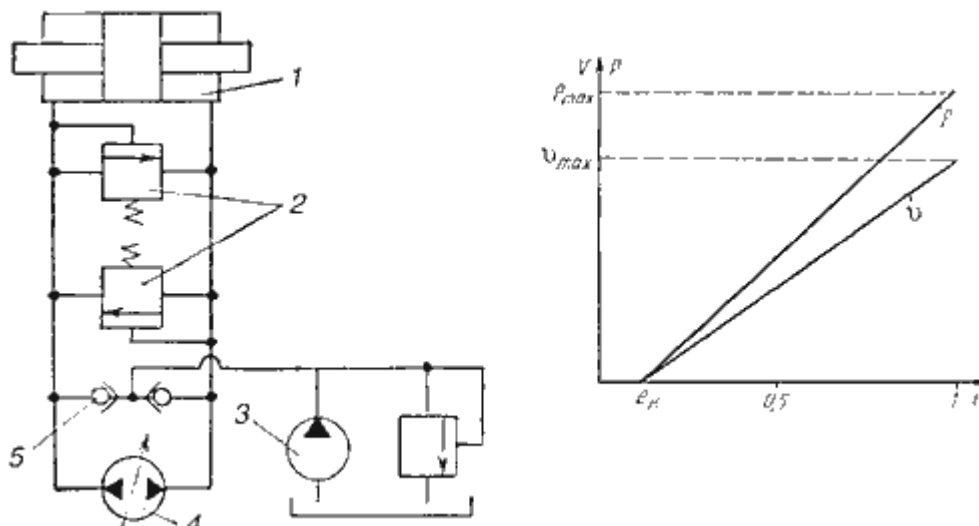


Рис.9.4. Гидропривод с регулируемым насосом:

- а - принципиальная схема; б - зависимость скорости и давления от параметра регулирования; 1 - гидроцилиндр; 2 - предохранительный клапан; 3 - вспомогательный насос; 4 - регулируемый насос; 5 - обратный клапан

Регулирование путем изменения рабочего объема гидродвигателя применяется только в гидроприводах вращательного движения, где в качестве гидродвигателя используется регулируемый гидромотор (рис.9.5, а). В этом случае регулирование происходит при постоянной мощности, так как уменьшение рабочего объема гидродвигателя увеличивает скорость выходного звена гидропривода и соответственно уменьшает крутящий

момент, развиваемый на выходном звене. Частота вращения вала гидромотора n_M при $P_l < P_k$ определяется соотношением

$$n_M = \frac{q_H n_H - r_c P_l}{e_M q_{M \max}}$$

где $q_{M \max}$ - максимальный рабочий объем гидромотора; e_M - параметр регулирования гидромотора; P_l - давление в напорной гидрوليнии; r_c - коэффициент объемных потерь (утечек) в системе.

Из выражения (9.5) следует, что при $e_M \rightarrow 0$ n_M возрастает до бесконечности. Практически существует минимальное значение e'_M , при котором момент, развиваемый гидромотором, становится равным моменту внутреннего трения, и гидромотор тормозится даже при моменте нагрузки, равном нулю ($P_l = 0$).

На рис.9.5, б представлена зависимость частоты вращения и развиваемого момента на валу гидромотора от параметра регулирования при постоянном давлении P_l .

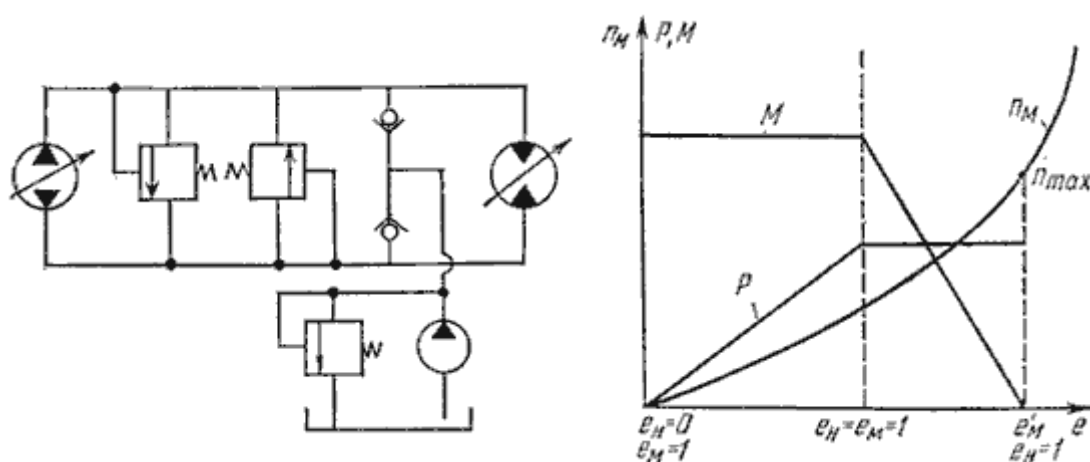


Рис.9.5. Гидропривод с регулируемым гидромотором:
а - принципиальная схема; б - зависимость скорости и давления от параметра регулирования

Регулирование путем изменения рабочих объемов насоса и гидродвигателя используют только в гидроприводах вращательного движения с регулируемым гидромотором. Скорость выходного звена рационально регулировать следующим образом:

- 1) запустить приводной двигатель при $e_H = 0$;
- 2) для стартового и разгона выходного звена привода изменить e_H от 0 до 1 при $e_M = 1$;
- 3) дальнейшее увеличение скорости осуществлять путем изменения e_M от 1 до e'_M при $e_H = 1$.

Уменьшение скорости происходит в обратном порядке. Такой способ позволяет получить большой диапазон регулирования, он обладает всеми достоинствами и недостатками выше рассмотренных схем объемного управления.

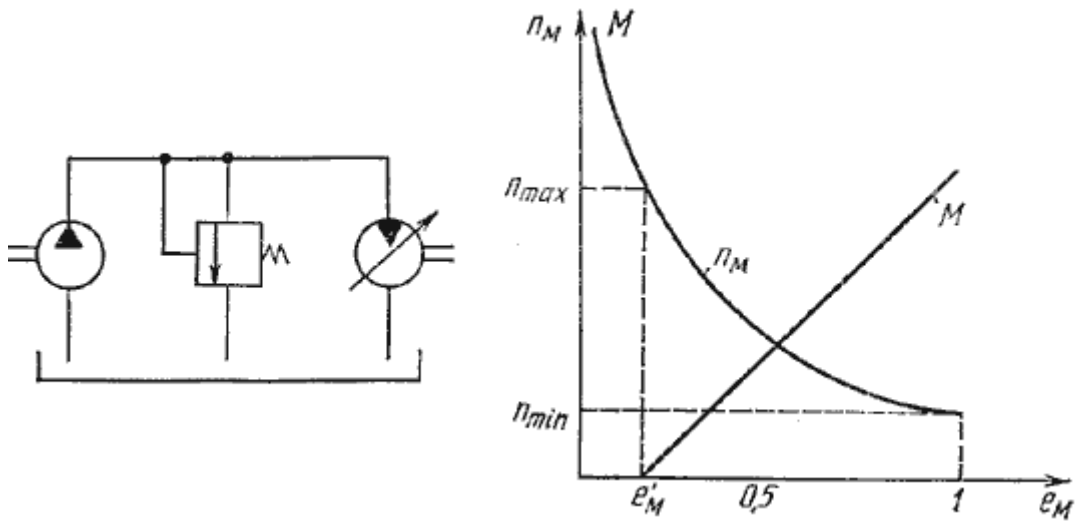


Рис.9.6. Гидропривод с регулируемым насосом и гидромотором

На рис.9.6 представлены принципиальная схема (а) и характеристика (б) гидропривода с замкнутой циркуляцией и регулируемым насосом и гидромотором.

9.4. Комбинированное регулирование

Комбинированное регулирование или *объемно-дрессельное регулирование* скорости движения выходного звена гидродвигателя заключается в том, что в систему дроссельного регулирования с постоянным давлением устанавливается регулируемый насос и давление поддерживается постоянным не за счет слива части рабочей жидкости через переливной клапан, а за счет изменения подачи насоса. В такой системе регулирования отсутствуют потери в переливном клапане.

На рис.9.7 представлена схема гидропривода поступательного движения с объемно-дрессельным управлением скоростью. Постоянное давление P_H поддерживается путем совместной работы регулятора 1 и аксиально-поршневого регулируемого насоса 2. Изменение давления P_H приводит к изменению положения поршня регулятора 1 и связанного с ним наклонного диска насоса 2. Изменение положения диска приводит к изменению подачи насоса Q .

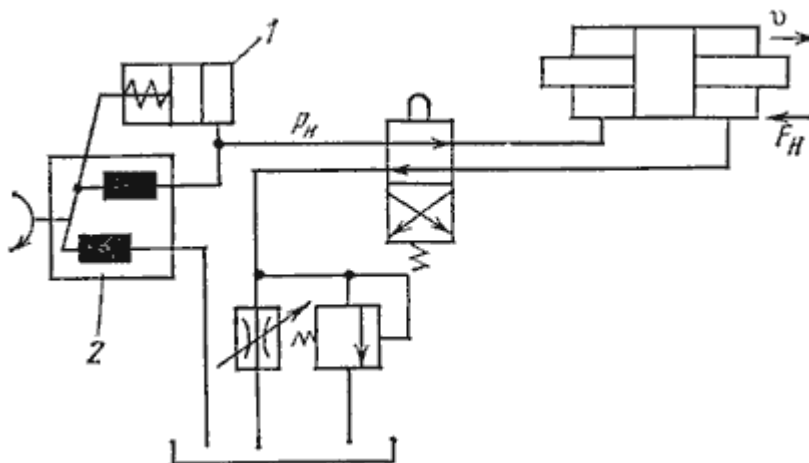


Рис.9.7. Гидропривод с объемно-дрессельным управлением скоростью выходного звена гидродвигателя

Поэтому в такой системе подача насоса всегда равна расходу через гидродвигатель и дроссель при $P_H = \text{const}$.

9.5. Сравнение способов регулирования

Сравнительную оценку различных систем регулирования скорости гидроприводов целесообразно проводить по двум показателям: нагрузочной характеристике привода $v = f(F_H)$ и КПД системы регулирования. На рис.9.8, а приведены нагрузочные характеристики, построенные для гидроприводов с одинаковой максимальной нагрузкой (1 - система с переменным давлением, 2 - система постоянным давлением, 3 - объемное управление).

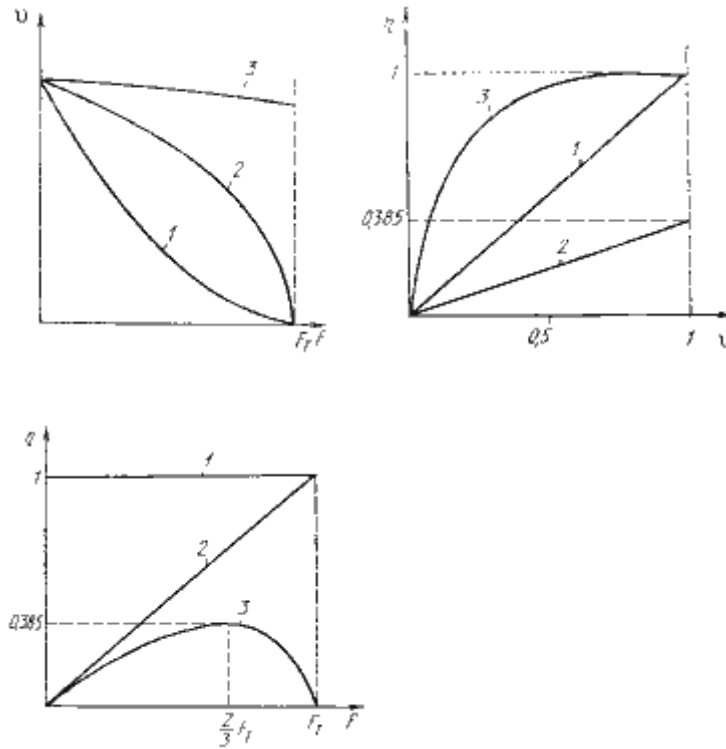


Рис.9.8. Характеристики гидроприводов с различными способами управления скоростью

Так как для управляемых гидроприводов наибольший интерес представляет не значение КПД на одном из режимов работы, а характер изменения КПД во всем диапазоне регулирования при различных нагрузках, то сравнение систем лучше всего проводить по характеристикам:

$$\eta = \varphi(\bar{v}); \quad \eta = f(F_H)$$

где \bar{v} - отношение текущего значения скорости при данной нагрузке к максимальному значению скорости при той же нагрузке.

На рис.9.8, б приведены характеристики КПД систем регулирования (1 - параллельное включение дросселя; 2 - последовательное включение дросселя при оптимальной нагрузке; 3 - объемно-дроссельное управление при оптимальной нагрузке и объемное управление), а на рис.9.8, в - зависимости КПД системы регулирования от нагрузки при максимальной скорости движения выходного звена привода (1 - параллельное включение дросселя и объемное управление; 2 - объемно-дроссельное управление; 3 - последовательное включение дросселя).

Сравнение характеристик на рис.9.8 показывает, что гидропривод с объемным управлением имеет самую стабильную характеристику скорости во всем диапазоне изменения нагрузок и самый высокий КПД системы регулирования во всем диапазоне регулирования скорости.

Однако стоимость регулируемых гидромашин выше, чем нерегулируемых, и поэтому только в гидроприводах большой мощности ($N > 10$ кВт), где выигрыш в энергетике компенсирует увеличение стоимости, целесообразно использовать систему объемного управления. В приводах же небольшой мощности рационально использовать системы дроссельного регулирования, обеспечив при этом стабильность скорости при изменении нагрузки.

Лекции по гидро-пневмосистемам. Лекция 8.

Пневматический привод

11.1. Общие сведения о применении газов в технике

Любой объект, в котором используется газообразное вещество, можно отнести к *газовым системам*. Поскольку наиболее доступным газом является воздух, состоящий из смеси множества газов, то его широкое применение для выполнения различных процессов обусловлено самой природой. В переводе с греческого *pneumatikos* - воздушный, чем и объясняется этимологическое происхождение названия *пневматические системы*. В технической литературе часто используется более краткий термин - *пневматика*.

Пневматические устройства начали применять еще в глубокой древности (ветряные двигатели, музыкальные инструменты, кузнечные меха и пр.), но самое широкое распространение они получили вследствие создания надежных источников пневматической энергии - нагнетателей, способных придавать газам необходимый запас потенциальной и (или) кинетической энергии.

Пневматический привод, состоящий из комплекса устройств для приведения в действие машин и механизмов, является далеко не единственным направлением использования воздуха (в общем случае газа) в технике и жизнедеятельности человека. В подтверждение этого положения кратко рассмотрим основные виды пневматических систем, отличающихся как по назначению, так и по способу использования газообразного вещества.

По наличию и причине движения газа все системы можно разделить на три группы.

К первой группе отнесем системы с *естественной конвекцией* (циркуляцией) газа (чаще всего воздуха), где движение и его направление обусловлено градиентами температуры и плотности природного характера, например, атмосферная оболочка планеты, вентиляционные системы помещений, горных выработок, газоходов и т.п.

Ко второй группе отнесем системы с *замкнутыми камерами*, не сообщаемыми с атмосферой, в которых может изменяться состояние газа вследствие изменения температуры, объема камеры, наддува или отсасывания газа. К ним относятся различные аккумулирующие емкости (пневмобаллоны), пневматические тормозные устройства (пневмобуферы), всевозможные эластичные надувные устройства, пневмогидравлические системы топливных баков летательных аппаратов и многие другие. Примером устройств с использованием вакуума в замкнутой камере могут быть пневмозахваты (пневмоприсоски), которые наиболее эффективны для перемещения штучных листовых изделий (бумага, металл, пластмасса и т.п.) в условиях автоматизированного и роботизированного производства.

К третьей группе следует отнести такие системы, где используется энергия *предварительно сжатого газа* для выполнения различных работ. В таких системах газ перемещается по магистралям с относительно большой скоростью и обладает значительным запасом энергии. Они могут быть *циркуляционными* (замкнутыми) и *бесциркуляционными*. В циркуляционных системах отработавший газ возвращается по магистралям к нагнетателю для повторного использования (как в гидроприводе). Применение систем весьма специфично, например, когда недопустимы утечки газа в окружающее пространство или невозможно применение воздуха из-за его окислительных свойств. Примеры таких систем можно найти в криогенной технике, где в качестве энергоносителя используются агрессивные, токсичные газы или летучие жидкости (аммиак, пропан, сероводород, гелий, фреоны и др.).

В бесциркуляционных системах газ может быть использован потребителем как химический реагент (например, в сварочном производстве, в химической промышленности) или как источник пневматической

энергии. В последнем случае в качестве энергоносителя обычно служит воздух. Выделяют три основных направления применения сжатого воздуха.

К первому направлению относятся технологические процессы, где воздух выполняет непосредственно операции обдувки, осушки, распыления, охлаждения, вентиляции, очистки и т.п. Очень широкое распространение получили системы пневмотранспортирования по трубопроводам, особенно в легкой, пищевой, горнодобывающей отраслях промышленности. Штучные и кусковые материалы транспортируются в специальных сосудах (капсулах), а пылевидные в смеси с воздухом перемещаются на относительно большие расстояния аналогично текучим веществам.

Второе направление - использование сжатого воздуха в пневматических системах управления (ПСУ) для автоматического управления технологическими процессами (системы пневмоавтоматики). Это направление получило интенсивное развитие с 60-х годов благодаря созданию универсальной системы элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭПА). Широкая номенклатура УСЭПА (пневматические датчики, переключатели, преобразователи, реле, логические элементы, усилители, струйные устройства, командоаппараты и т.д.) позволяет реализовать на ее базе релейные, аналоговые и аналого-релейные схемы, которые по своим параметрам близки к электротехническим системам. Благодаря высокой надежности они широко используются для циклового программного управления различными машинами, роботами в крупносерийном производстве, в системах управления движением мобильных объектов.

Третьим направлением применения пневмоэнергии, наиболее масштабным по мощности, является пневматический привод, который в научном плане является одним из разделов общей механики машин. У истоков теории пневматических систем стоял И.И. Артоболевский. Он был руководителем Института машиноведения (ИМАШ) в Ленинграде, где под его руководством в 40 - 60-х годах систематизировались и обобщались накопленные сведения по теории и проектированию пневмосистем. Одной из первых работ по теории пневмосистем была статья А.П. Германа "Применение сжатого воздуха в горном деле", опубликованная в 1933 г., где впервые движение рабочего органа пневмоустройства решается совместно с термодинамическим уравнением состояния параметров воздуха.

Значительный вклад в теорию и практику пневмоприводов внесли ученые Б.Н. Бежанов, К.С. Борисенко, И.А. Бухарин, А.И. Вошинин, Е.В. Герц, Г.В. Крейнии, А.И. Кудрявцев, В.А. Марутов, В.И. Мостков, Ю.А. Цейтлин и другие.

11.2. Особенности пневматического привода, достоинства и недостатки

Область и масштабы применения пневматического привода обусловлены его достоинствами и недостатками, вытекающими из особенностей свойств воздуха. В отличие от жидкостей, применяемых в гидроприводах, воздух, как и все газы, обладает высокой сжимаемостью и малой плотностью в исходном атмосферном состоянии (около $1,25 \text{ кг/м}^3$), значительно меньшей вязкостью и большей текучестью, причем его вязкость существенно возрастает при повышении температуры и давления. Отсутствие смазочных свойств воздуха и наличие некоторого количества водяного пара, который при интенсивных термодинамических процессах в изменяющихся объемах рабочих камер пневмомашин может конденсироваться на их рабочих поверхностях, препятствует использованию воздуха без придания ему дополнительных смазочных свойств и влагопонижения. В связи с этим в пневмоприводах имеется потребность кондиционирования воздуха, т.е. придания ему свойств, обеспечивающих работоспособность и продляющих срок службы элементов привода.

С учетом вышеописанных отличительных особенностей воздуха рассмотрим достоинства пневмопривода в сравнении с его конкурентами - гидро- и электроприводом.

1. **Простота конструкции и технического обслуживания.** Изготовление деталей пневмомашин и пневмоаппаратов не требует такой высокой точности изготовления и герметизации соединений, как в гидроприводе, т.к. возможные утечки воздуха не столь существенно снижают эффективность работы и КПД

системы. Внешние утечки воздуха экологически безвредны и относительно легко устраняются. Затраты на монтаж и обслуживание пневмопривода несколько меньше из-за отсутствия возвратных пневмолиний и применения в ряде случаев более гибких и дешевых пластмассовых или резиновых (резинотканевых) труб. В этом отношении пневмопривод не уступает электроприводу. Кроме того, пневмопривод не требует специальных материалов для изготовления деталей, таких как медь, алюминий и т.п., хотя в ряде случаев они используются исключительно для снижения веса или трения в подвижных элементах.

2. Пожаро- и взрывобезопасность. Благодаря этому достоинству пневмопривод не имеет конкурентов для механизации работ в условиях, опасных по воспламенению и взрыву газа и пыли, например в шахтах с обильным выделением метана, в некоторых химических производствах, на мукомольных предприятиях, т.е. там, где недопустимо искрообразование. Применение гидропривода в этих условиях возможно только при наличии централизованного источника питания с передачей гидроэнергии на относительно большое расстояние, что в большинстве случаев экономически нецелесообразно.

3. Надежность работы в широком диапазоне температур, в условиях пыльной и влажной окружающей среды. В таких условиях гидро- и электропривод требуют значительно больших затрат на эксплуатацию, т.к. при температурных перепадах нарушается герметичность гидросистем из-за изменения зазоров и изолирующих свойств электротехнических материалов, что в совокупности с пыльной, влажной и нередко агрессивной окружающей средой приводит к частым отказам. По этой причине пневмопривод является единственным надежным источником энергии для механизации работ в литейном и сварочном производстве, в кузнечно-прессовых цехах, в некоторых производствах по добыче и переработке сырья и др. Благодаря высокой надежности пневмопривод часто используется в тормозных системах мобильных и стационарных машин.

4. Значительно больший срок службы, чем гидро- и электропривода. Срок службы оценивают двумя показателями надежности: гамма-процентной наработкой на отказ и гамма-процентным ресурсом. Для пневматических устройств циклического действия ресурс составляет от 5 до 20 млн. циклов в зависимости от назначения и конструкции, а для устройств нециклического действия около 10-20 тыс. часов. Это в 2 - 4 раза больше, чем у гидропривода, и в 10-20 раз больше, чем у электропривода.

5. Высокое быстроедействие. Здесь имеется в виду не скорость передачи сигнала (управляющего воздействия), а реализуемые скорости рабочих движений, обеспечиваемых высокими скоростями движения воздуха. Поступательное движение штока пневмоцилиндра возможно до 15 м/с и более, а частота вращения выходного вала некоторых пневмомоторов (пневмотурбин) до 100 000 об/мин. Это достоинство в полной мере реализуется в приводах циклического действия, особенно для высокопроизводительного оборудования, например в манипуляторах, прессах, машинах точечной сварки, в тормозных и фиксирующих устройствах, причем увеличение количества одновременно срабатывающих пневмоцилиндров (например в многоместных приспособлениях для зажима деталей) практически не снижает время срабатывания. Большая скорость вращательного движения используется в приводах сепараторов, центрифуг, шлифовальных машин, бормашин и др. Реализация больших скоростей в гидроприводе и электроприводе ограничивается их большей инерционностью (масса жидкости и инерция роторов) и отсутствием демпфирующего эффекта, которым обладает воздух.

6. Возможность передачи пневмоэнергии на относительно большие расстояния по магистральным трубопроводам и снабжение сжатым воздухом многих потребителей. В этом отношении пневмопривод уступает электроприводу, но значительно превосходит гидропривод, благодаря меньшим потерям напора в протяженных магистральных линиях. Электрическая энергия может передаваться по линиям электропередач на многие сотни и тысячи километров без ощутимых потерь, а расстояние передачи пневмоэнергии экономически целесообразно до нескольких десятков километров, что реализуется в пневмосистемах крупных горных и промышленных предприятий с централизованным питанием от компрессорной станции.

Известен опыт создания городской компрессорной станции в 1888 г. одним из промышленников в Париже. Она снабжала заводы и фабрики по магистралям протяженностью 48 км при давлении 0,6 МПа и имела мощность до 18500 кВт. С появлением надежных электропередач ее эксплуатация стала невыгодной.

Максимальная протяженность гидросистем составляет около 250-300 м в механизированных комплексах шахт для добычи угля, причем в них используется обычно менее вязкая водно-масляная эмульсия.

7. Отсутствие необходимости в защитных устройствах от перегрузки давлением у потребителей. Требуемый предел давления воздуха устанавливается общим предохранительным клапаном, находящимся на источниках пневмоэнергии. Пневмодвигатели могут быть полностью заторможены без опасности повреждения и находиться в этом состоянии длительное время.

8. Безопасность для обслуживающего персонала при соблюдении общих правил, исключающих механический травматизм. В гидро- и электроприводах возможно поражение электрическим током или жидкостью при нарушении изоляции или разгерметизации трубопроводов.

9. Улучшение проветривания рабочего пространства за счет отработанного воздуха. Это свойство особенно полезно в горных выработках и помещениях химических и металлообрабатывающих производств.

10. Нечувствительность к радиационному и электромагнитному излучению. В таких условиях электрогидравлические системы практически непригодны. Это достоинство широко используется в системах управления космической, военной техникой, в атомных реакторах и т.п.

Несмотря на вышеописанные достоинства, применяемость пневмопривода ограничивается в основном экономическими соображениями из-за больших потерь энергии в компрессорах и пневмодвигателях, а также других недостатков, описанных ниже.

1. Высокая стоимость пневмоэнергии. Если гидро- и электропривод имеют КПД, соответственно, около 70 % и 90 %, то КПД пневмопривода обычно 5-15 % и очень редко до 30 %. Во многих случаях КПД может быть 1 % и менее. По этой причине пневмопривод не применяется в машинах с длительным режимом работы и большой мощности, кроме условий, исключающих применение электроэнергии (например, горнодобывающие машины в шахтах, опасных по газу).

2. Относительно большой вес и габариты пневмомашин из-за низкого рабочего давления. Если удельный вес гидромашин, приходящийся на единицу мощности, в 5-10 раз меньше веса электромашин, то пневмомашины имеют примерно такой же вес и габариты, как последние.

3. Трудность обеспечения стабильной скорости движения выходного звена при переменной внешней нагрузке и его фиксации в промежуточном положении. Вместе с тем мягкие механические характеристики пневмопривода в некоторых случаях являются и его достоинством.

4. Высокий уровень шума, достигающий 95-130 дБ при отсутствии средств для его снижения. Наиболее шумными являются поршневые компрессоры и пневмодвигатели, особенно пневмомолоты и другие механизмы ударно-циклического действия. Наиболее шумные гидроприводы (к ним относятся приводы с шестеренными машинами) создают шум на уровне 85-104 дБ, а обычно уровень шума значительно ниже, примерно как у электромашин, что позволяет работать без специальных средств шумопонижения.

5. Малая скорость передачи сигнала (управляющего импульса), что приводит к запаздыванию выполнения операций. Скорость прохождения сигнала равна скорости звука и, в зависимости от давления воздуха, составляет примерно от 150 до 360 м/с. В гидроприводе и электроприводе, соответственно, около 1000 и 300 000 м/с.

Перечисленные недостатки могут быть устранены применением комбинированных пневмоэлектрических или пневмогидравлических приводов.

11.3. Течение воздуха

Инженерные расчеты пневмосистем сводятся к определению скоростей и расходов воздуха при наполнении и опорожнении резервуаров (рабочих камер двигателей), а также с его течением по трубопроводам через местные сопротивления. Вследствие сжимаемости воздуха эти расчеты значительно сложнее, чем расчеты гидравлических систем, и в полной мере выполняются только для особо ответственных случаев. Полное описание процессов течения воздуха можно найти в специальных курсах газодинамики.

Основные закономерности течения воздуха (газа) такие же, как и для жидкостей, т.е. имеют место *ламинарный* и *турбулентный* режимы течения, установившийся и неуставившийся характер течения, равномерное и неравномерное течение из-за переменного сечения трубопровода и все остальные кинематические и динамические характеристики потоков. Вследствие низкой вязкости воздуха и относительно больших скоростей режим течения в большинстве случаев турбулентный.

Для промышленных пневмоприводов достаточно знать закономерности установившегося характера течения воздуха. В зависимости от интенсивности теплообмена с окружающей средой расчеты параметров воздуха выполняются с учетом вида термодинамического процесса, который может быть от изотермического (с полным теплообменом и выполнением условия $T = \text{const}$) до адиабатического (без теплообмена).

При больших скоростях исполнительных механизмов и течения газа через сопротивления процесс сжатия считается адиабатическим с показателем адиабаты $k = 1,4$. В практических расчетах показатель адиабаты заменяют на показатель политропы (обычно принимают $n = 1,3 \dots 1,35$), что позволяет учесть потери, обусловленные трением воздуха, и возможный теплообмен.

В реальных условиях неизбежно происходит некоторый теплообмен между воздухом и деталями системы и имеет место так называемое политропное изменение состояния воздуха. Весь диапазон реальных процессов описывается уравнениями этого состояния

$$pV^n = \text{const}$$

где n - показатель политропы, изменяющийся в пределах от $n = 1$ (изотермический процесс) до $n = 1,4$ (адиабатический процесс).

В основу расчетов течения воздуха положено известное уравнение Бернулли движения идеального газа

$$z + p + \frac{\rho v^2}{2} = \text{const}$$

Слагаемые уравнения выражаются в единицах давления, поэтому их часто называют "давлениями":

z - весовое давление;

p - статическое давление;

$\frac{\rho v^2}{2}$

- скоростное или динамическое давление.

На практике часто весовым давлением пренебрегают и уравнение Бернулли принимает следующий вид

$$p + \frac{\rho v^2}{2} = \text{const}$$

Сумму статического и динамического давлений называют полным давлением P_0 . Таким образом, получим

$$p + \frac{\rho v^2}{2} = P_0$$

При расчете газовых систем необходимо иметь в виду два принципиальных отличия от расчета гидросистем.

Первое отличие заключается в том, что определяется не объемный расход воздуха, а массовый. Это позволяет унифицировать и сравнивать параметры различных элементов пневмосистем по стандартному воздуху ($\rho = 1,25 \text{ кг/м}^3$, $v = 14,9 \text{ м/с}$ при $p = 101,3 \text{ кПа}$ и $t = 20^\circ\text{C}$). В этом случае уравнение расходов записывается в виде

$$Q_{m1} = Q_{m2} \text{ или } v_1 V_1 S_1 = v_2 V_2 S_2$$

Второе отличие заключается в том, что при сверхзвуковых скоростях течения воздуха изменяется характер зависимости расхода от перепада давлений на сопротивлении. В связи с этим существуют понятия подкритического и надкритического режимов течения воздуха. Смысл этих терминов поясняется ниже.

Рассмотри истечение газа из резервуара через небольшое отверстие при поддержании в резервуаре постоянного давления (рис. 11.1). Будем считать, что размеры резервуара настолько велики по сравнению с размерами выходного отверстия, что можно полностью пренебрегать скоростью движения газа внутри резервуара, и, следовательно, давление, температура и плотность газа внутри резервуара будут иметь значения p_0 , ρ_0 и T_0 .

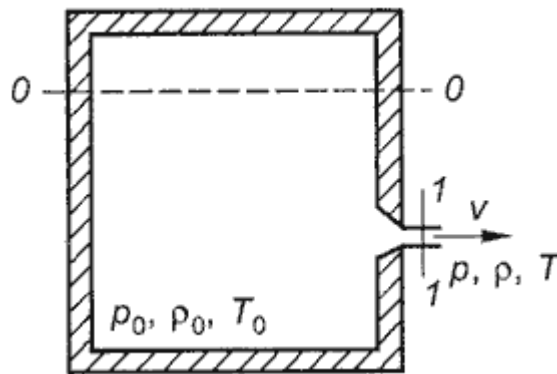


Рис.11.1. Истечение газа из отверстия в тонкой стенке

Скорость истечения газа можно определять по формуле для истечения несжимаемой жидкости, т.е.

$$v = \sqrt{2gH} = \sqrt{2g \frac{p_0 - p}{\gamma_0}}$$

Массовый расход газа, вытекающего через отверстие, определяем по формуле

$$Q_m = \omega_0 \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_0 \rho_0 \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

где ω_0 - площадь сечения отверстия.

Отношение p/p_0 называется степенью расширения газа. Анализ формулы (11.7) показывает, что выражение, стоящее под корнем в квадратных скобках, обращается в ноль при $p/p_0 = 1$ и $p/p_0 = 0$. Это означает, что при некотором значении отношения давлений массовый расход достигает максимума Q_{max} . График зависимости массового расхода газа от отношения давлений p/p_0 показан на рис.11.2.

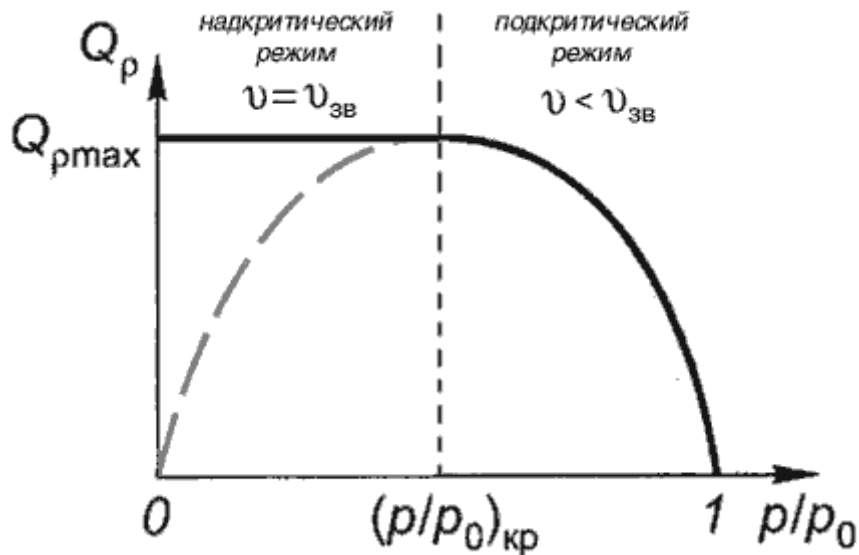


Рис.11.2. Зависимость массового расхода газа от отношения давлений

Отношение давлений p/p_0 , при котором массовый расход достигает максимального значения, называется критическим. Можно показать, что критическое отношение давлений равно

$$\left(\frac{p}{p_0}\right)_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Как видно из графика, показанного на рис.11.2, при уменьшении p/p_0 по сравнению с критическим расход должен уменьшаться (пунктирная линия) и при $p/p_0 = 0$ значение расхода должно быть равно нулю ($Q_m = 0$). Однако в действительности это не происходит.

В действительности при заданных параметрах p_0 , ρ_0 и T_0 расход и скорость истечения будут расти с уменьшением давления вне резервуара p до тех пор, пока это давление меньше критического. При достижении давлением p критического значения расход становится максимальным, а скорость истечения достигает критического значения, равного местной скорости звука. Критическая скорость определяется известной формулой

$$v_{зв} = \sqrt{k \frac{p}{\rho}}$$

После того, как на выходе из отверстия скорость достигла скорости звука, дальнейшее уменьшение противодавления p не может привести к увеличению скорости истечения, так как, согласно теории распространения малых возмущений, внутренний объем резервуара станет недоступен для внешних возмущений: он будет "заперт" потоком со звуковой скоростью. Все внешние малые возмущения не могут проникнуть в резервуар, так как им будет препятствовать поток, имеющий ту же скорость, что и скорость распространения возмущений. При этом расход не будет меняться, оставаясь максимальным, а кривая расхода примет вид горизонтальной линии.

Таким образом, существует две зоны (области) течения:

подкритический режим, при котором

$$\left(\frac{p}{p_0}\right)_{кр} < \left(\frac{p}{p_0}\right) < 1$$

надкритический режим, при котором

$$0 < \left(\frac{p}{p_0}\right) < \left(\frac{p}{p_0}\right)_{кр}$$

В надкритической зоне имеет место максимальная скорость и расход, соответствующие критическому расширению газа. Исходя из этого при определении расходов воздуха предварительно определяют по перепаду давления режим истечения (зону), а затем расход. Потери на трение воздуха учитывают коэффициентом расхода μ , который с достаточной точностью можно вычислить по формулам для несжимаемой жидкости ($\mu = 0,1 \dots 0,6$).

Окончательно скорость и максимальный массовый расход в подкритической зоне, с учетом сжатия струи определяются по формулам

$$v = \varphi \sqrt{\frac{2}{k-1} \frac{p_0}{\rho_0} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right]};$$
$$Q_m = \mu \omega_0 \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_0 \rho_0 \left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

11.4. Подготовка сжатого воздуха

В промышленности используются различные конструкции машин для подачи воздуха под общим названием *воздуходувки*. При создании избыточного давления до 0,015 МПа они называются *вентиляторами*, а при давлении свыше 0,115 МПа - *компрессорами*.

Вентиляторы относятся к лопастным машинам динамического действия и кроме своего основного назначения - проветривания - применяются в пневмотранспортных системах и низконапорных системах пневмоавтоматики.

В пневмоприводах источником энергии служат компрессоры с рабочим давлением в диапазоне 0,4...1,0 МПа. Они могут быть объемного (чаще поршневые) или динамического (лопастные) действия. Теория работы компрессоров изучается в специальных дисциплинах.

По виду источника и способу доставки пневмоэнергии различают *магистральный, компрессорный и аккумуляторный* пневмопривод.

Магистральный пневмопривод характеризуется разветвленной сетью стационарных пневмолиний, соединяющих компрессорную станцию с цеховыми, участковыми потребителями в пределах одного или нескольких предприятий. Компрессорная станция оборудуется несколькими компрессорными линиями, обеспечивающими гарантированное снабжение потребителей сжатого воздуха с учетом возможной неравномерной работы последних. Это достигается установкой промежуточных накопителей пневмоэнергии (ресиверов) как на самой станции, так и на участках. Пневмолинии обычно резервируются, чем

обеспечивается удобство их обслуживания и ремонта. Типовой комплект устройств, входящих в систему подготовки воздуха, показан на принципиальной схеме компрессорной станции (рис.11.3).

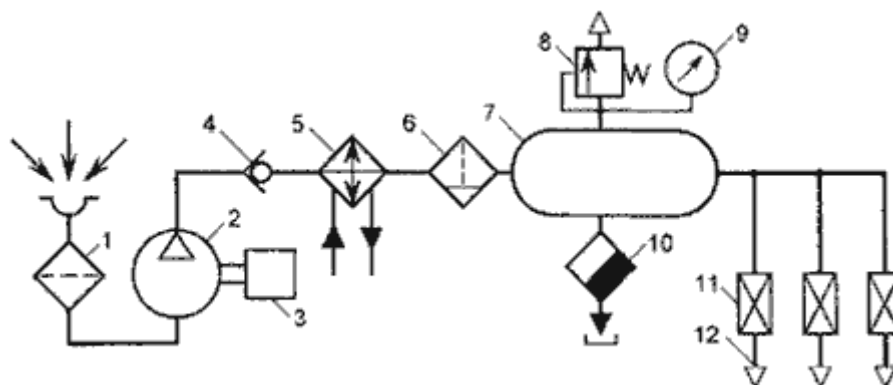


Рис.11.3. Принципиальная схема компрессорной станции

Компрессор 2 с приводным двигателем 3 всасывает воздух из атмосферы через заборный фильтр 1 и нагнетает в ресивер 7 через обратный клапан 4, охладитель 5 и фильтр-влагоотделитель 6. В результате охлаждения воздуха водяным охладителем 5 происходит конденсация 70-80 % содержащейся в воздухе влаги, улавливаемой фильтром- влагоотделителем и со 100-процентной относительной влажностью воздух поступает в ресивер 7, который аккумулирует пневмоэнергию и сглаживает пульсацию давления. В нем происходит дальнейшее охлаждение воздуха и конденсация некоторого количества влаги, которая по мере накопления удаляется вместе с механическими примесями через вентиль 10. Ресивер обязательно оборудуется одним или несколькими предохранительными клапанами 8 и манометром 9. Из ресивера воздух отводится к пневмолиниям 12 через краны 11. Обратный клапан 4 исключает возможность резкого падения давления в пневмосети при отключении компрессора.

Компрессорный пневмопривод отличается от вышеописанного магистрального своей мобильностью и ограниченностью числа одновременно работающих потребителей. Передвижные компрессоры наиболее широко используются при выполнении различных видов строительных и ремонтных работ. По комплекту устройств, входящих в систему подготовки воздуха, он практически не отличается от вышеописанной компрессорной станции (водяной охладитель заменяется на воздушный). Подача воздуха к потребителям осуществляется через резиноканевые рукава.

Аккумуляторный пневмопривод ввиду ограниченного запаса сжатого воздуха в промышленности применяется редко, но широко используется в автономных системах управления механизмов с заданным временем действия. На рис.11.4 показаны несколько примеров аккумуляторного питания пневмосистем.

Для бесперебойной подачи жидкости в гидросистему или топлива в двигатели внутреннего сгорания аппаратов с переменной ориентацией в пространстве применяется наддув бака с жидкостью (рис.11.4, а) от пневмобаллона 1.

Вытеснение жидкости из бака 5, разделенного мембраной на две части, обеспечивается постоянным давлением воздуха, зависящим от настройки редуционного клапана 3 при включении электровентили 2. Предельное давление ограничивается клапаном 4.

Система ориентации летательного аппарата (рис.11.4, б) состоит из управляющих реактивных пневмодвигателей 4, питающихся от шарового пневмобаллона 1 через редуционный клапан 2 и электровентили 3.

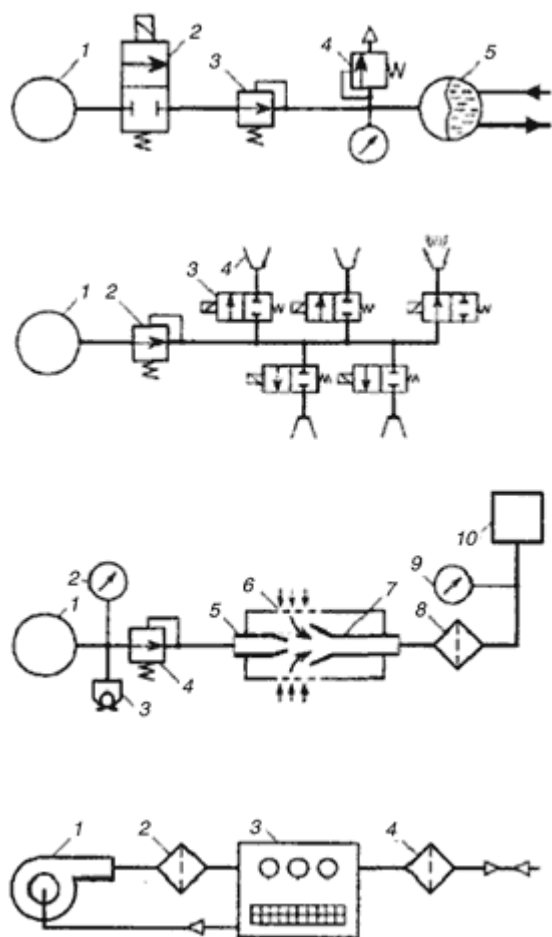


Рис.11.4. Принципиальные схемы аккумуляторного питания пневмосистем (а, б, в) и замкнутой пневмосистемы (г)

Для питания систем промышленной пневмоавтоматики часто используется не только средний (нормальный) диапазон давления воздуха (0,118...0,175 МПа), а и низкий диапазон (0,0012...0,005 МПа). Это позволяет уменьшить расход сжатого воздуха, увеличить проходное сечение элементов и, следовательно, снизить вероятность засорения дросселирующих устройств, а в некоторых случаях получить ламинарный режим течения воздуха с линейной зависимостью $Q = f(\Delta p)$, что весьма важно в устройствах пневмоавтоматики.

При наличии источника высокого давления можно обеспечить питание пневмосистемы низкого давления с большим расходом воздуха при помощи эжектора (рис.11.4, в). От пневмобаллона высокого давления 1, оборудованного редукционным клапаном 4, манометром 2 и зарядным клапаном 3 воздух поступает на питающее сопло 5 эжектора. При этом внутри корпуса эжектора создается пониженное давление, и из окружающей среды через фильтр 6 подсасывается воздух, который поступает в приемное сопло 7 большего диаметра. После эжектора воздух вторично очищается от пыли фильтром 8 и поступает к устройствам 10 пневмоавтоматики. Манометром 9 контролируется рабочее давление, величина которого может корректироваться редуктором 4.

Все вышеописанные пневмосистемы относятся к разомкнутым (бесциркуляционным). На рис.11.4, г показана замкнутая схема питания системы пневмоавтоматики, используемая в условиях пыльной атмосферы. Подача воздуха к блоку пневмоавтоматики 3 осуществляется вентилятором 1 через фильтр 2, причем всасывающий канал вентилятора соединен с внутренней полостью герметичного кожуха блока 3, которая одновременно через фильтр тонкой очистки 4 сообщается с атмосферой. Часто в качестве вентилятора используются бытовые электропылесосы, способные создавать давление до 0,002 МПа.

Воздух, поступающий к потребителям, должен быть очищен от механических загрязнений и содержать минимум влаги. Для этого служат фильтры-влагоотделители, у которых в качестве фильтрующего элемента обычно используется ткань, картон, войлок, металлокерамика и другие пористые материалы с тонкостью фильтрации от 5 до 60 мкм. Для более глубокой осушки воздуха его пропускают через адсорбенты, поглощающие влагу. Чаще всего для этого используется силикагель. В обычных пневмоприводах достаточную осушку обеспечивают ресиверы и фильтры- влагоотделители, но вместе с тем воздуху необходимо придавать смазочные свойства, для чего служат маслораспылители фитильного или эжекторного типа.

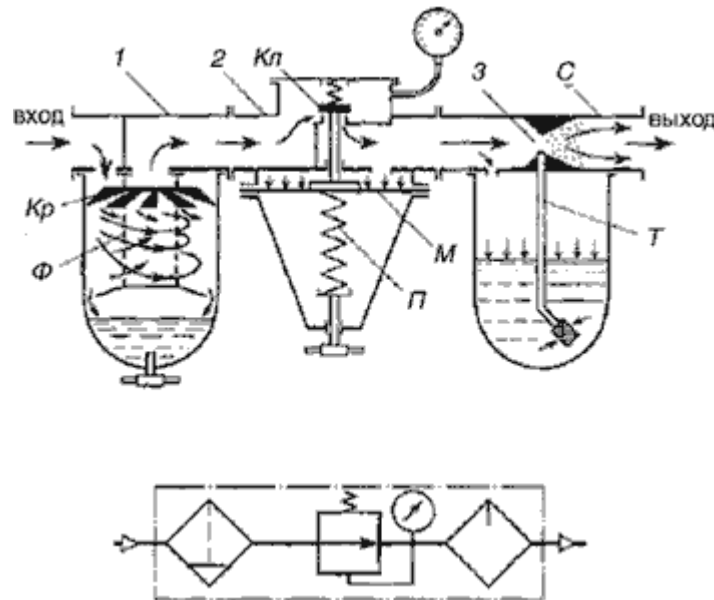


Рис.11.5. Типовой узел подготовки воздуха:
а - принципиальная схема; б - условное обозначение

На рис.11.5 показан типовой узел подготовки воздуха, состоящий из фильтра-влагоотделителя 1, редуционного клапана 2 и маслораспылителя 3.

Поступающий на вход фильтра воздух получает вращательное движение за счет неподвижной крыльчатки *Кр*. Центробежной силой частицы влаги и механических примесей отбрасываются к стенке прозрачного корпуса и оседают в его нижнюю часть, откуда по мере необходимости удаляются через сливной кран. Вторичная очистка воздуха происходит в пористом фильтре *Ф*, после которого он поступает на вход редулятора, где происходит дросселирование через зазор клапана *Кл*, величина которого зависит от выходного давления над мембраной *М*. Увеличение усилия сжатия пружины *П* обеспечивает увеличение зазора клапана *Кл* и, следовательно, выходного давления. Корпус маслораспылителя 3 делается прозрачным и заполняется через пробку смазочным маслом. Создаваемое на поверхности масла давление вытесняет его через трубку *Т* вверх к соплу *С*, где масло эжектируется и распыляется потоком воздуха. В маслораспылителях фитильного типа вместо трубки *Т* установлен фитиль, по которому масло поступает в распылительное сопло за счет капиллярного эффекта.

11.5. Исполнительные пневматические устройства

Исполнительными устройствами пневмоприводов называются различные механизмы, обеспечивающие преобразование избыточного давления воздуха или вакуума в рабочее усилие. Если при этом рабочий орган совершает движение относительно пневмоустройства, то он называется пневмодвигателем, а если движения нет или оно происходит совместно с пневмоустройством, то оно называется пневмоприжимом или пневмозахватом.

Пневмодвигатели могут быть, как и гидродвигатели, вращательного или поступательного действия и называются, соответственно, *пневмомоторами* и *пнеумоцилиндрами*. Конструктивное исполнение этих устройств во многом похоже на их гидравлические аналоги. Наибольшее применение получили шестеренные, пластинчатые и радиально-поршневые пневмомоторы объемного действия. На рис.11.6, а показана схема радиально-поршневого мотора с передачей крутящего момента на вал через кривошипно-шатунный механизм.

В корпусе 1 симметрично расположены цилиндры 2 с поршнями 3. Усилие от поршней передается на коленчатый вал 5 через шатуны 4, прикрепленные шарнирно к поршням и кривошипу коленчатого вала. Сжатый воздух подводится к рабочим камерам по каналам 8, которые поочередно сообщаются с впускным *Вп* и выхлопным *Вх* каналами распределительного золотника 6, вращающегося синхронно с валом мотора. Золотник вращается в корпусе распределительного устройства 7, к которому подведены магистрали впуска и выхлопа воздуха.

Радиально-поршневые пневмомоторы являются относительно тихоходными машинами с частотой вращения вала до 1000...1500 об/мин. Более быстроходны шестеренные и пластинчатые моторы (2000...4000 об/мин), но самыми быстроходными (до 20000 об/мин и более) могут быть турбинные пневмомоторы, в которых используется кинетическая энергия потока сжатого воздуха. В частности, такие моторы используются для вращения рабочих колес вентиляторов на горных предприятиях.

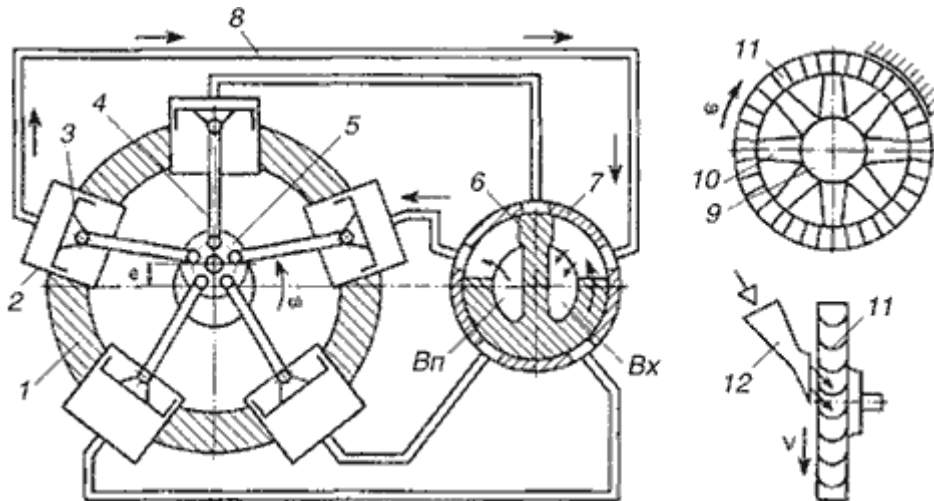


Рис.11.6. Схемы пневмомоторов объемного (а) и динамического (б) действия

На рис.11.6, б показана схема пневмопривода колеса вентилятора, состоящего из ступицы 9 с лопаток 10, к которым жестко прикреплен вращающийся обод с лопатками пневмомотора 11. Поток сжатого воздуха, вытекающий из сопла 12 по касательной к изогнутым лопаткам 11, отдает свою энергию и заставляет вращаться колесо вентилятора с большой скоростью. Описанное устройство можно назвать пневмопреобразователем, преобразующим поток воздуха высокого давления в поток низкого давления с гораздо большим расходом.

Пневмопривод отличается большим разнообразием оригинальных исполнительных устройств с эластичными элементами в форме мембран, оболочек, гибких нитей, рукавов и т.н. Они широко используются в зажимных, фиксирующих, переключающих и тормозных механизмах современных автоматизированных производств. К ним относятся *мембранные* и *сильфонные пневмоцилиндры* с относительно малой величиной рабочего хода штока. Плоская резиновая мембрана позволяет получить перемещение штока на 0,1...0,5 от ее эффективного диаметра. При выполнении мембраны в форме гофрированного чулка рабочий ход увеличивается до нескольких диаметров мембраны. Такие пневмоцилиндры называются *сильфонными*. Они могут быть с внешним и внутренним подводом воздуха. В первом случае длина гофрированной трубки под действием давления уменьшается, во втором увеличивается за счет деформации гофров. В качестве эластичного

элемента применяется резина, резинотканевые и синтетические материалы, а также тонколистовая сталь, бронза, латунь.

Увеличение скорости выполнения операций во многих случаях достигается применением пневмозахватов, схемы которых показаны на рис.11.7.

Для перемещения листовых изделий используются пневмоприсоски, относящиеся к вакуумным захватам безнасосного и насосного типа. В захватах безнасосного типа (рис.11.7, а) вакуум в рабочей камере *К* создается при деформации самих элементов захвата, выполненных в виде гибкой тарелки, прилегающей своей кромкой к детали и подвижным поршнем, к которому прикладывается внешнее усилие. Величина вакуума при подъеме детали пропорциональна ее весу и обычно бывает не более 55 кПа. Для обеспечения лучшего притяжения, особенно для недостаточно гладкой поверхности детали, применяют захваты насосного типа, у которых воздух из рабочей камеры отсасывается насосом до глубины вакуума 70...95 кПа.

Часто применяют простые устройства эжекторного типа (рис.11.7, б), в которых кинетическая энергия струи жидкости, пара или воздуха используется для отсасывания воздуха из рабочей камеры *К*, находящейся между присоской *П* и деталью. Сжатый воздух, поступающий на вход *А*, проходит с большой скоростью через сопло *Б* эжектора и создает пониженное давление в камере *В* и канале *Г*, сообщающимся с рабочей камерой *К*.

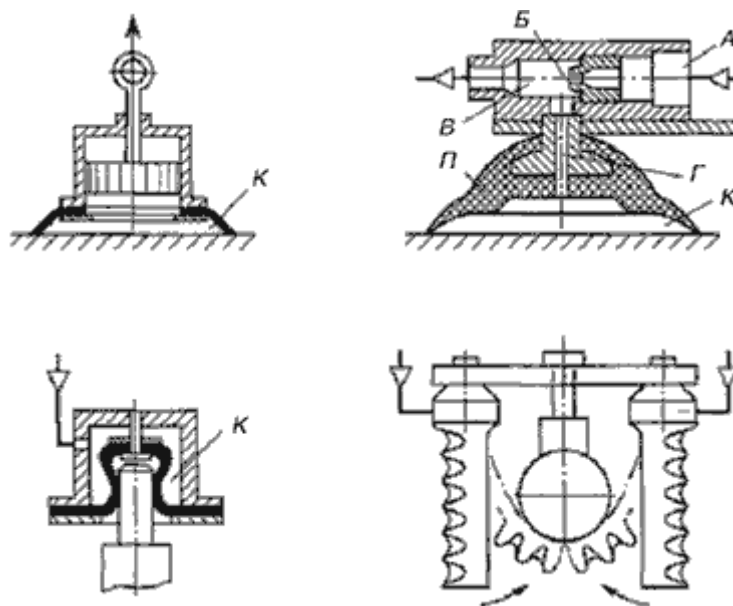


Рис.11.7. Схемы пневмозахватов

Для зажима деталей цилиндрической формы применяют пневмозахваты, выполненные по схемам в и г (рис.11.7). При подводе воздуха в рабочую камеру *К* упругий цилиндрический колпачок охватывает шейку вала и создает усилие, достаточное для его зажима. На схеме г показан двухсторонний пневмозахват, рабочими элементами которого служат сильфоны с односторонним гофром. При создании избыточного давления внутри сильфона гофрированная сторона растягивается на большую длину, чем гладкая, что вызывает перемещение незакрепленной (консольной) стороны трубки в направлении охватываемой детали. Такими устройствами можно фиксировать детали не только круглой формы, но и с любыми фасонными поверхностями.

В ряде случаев возникает потребность в перемещении рабочих органов на большие расстояния до 10...20 м и более по прямолинейной или искривленной траектории. Применение обычных штоковых пневмоцилиндров ограничено рабочим ходом до 2 м. Конструкции бесштоковых пневмоцилиндров, удовлетворяющих этим требованиям, показаны на рис.11.8.

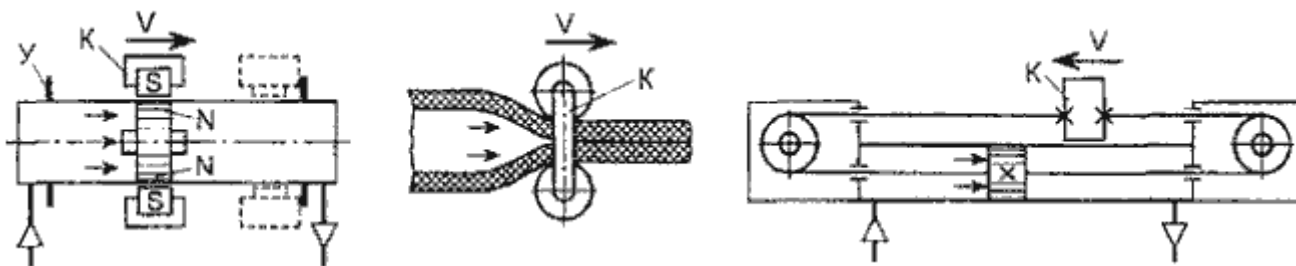


Рис.11.8. Схемы бесштоковых пневмодвигателей
поступательного движения

Отсутствие жесткого штока позволяет практически в два раза уменьшить длину цилиндра в выдвинутом положении. На схеме а показан длинноходовой пневмоцилиндр с передачей усилия через сильный постоянный магнит. Абсолютно герметичная гильза цилиндра выполнена из немагнитного материала, а ее внутренняя полость разделяется поршнем на две камеры, к которым подводится сжатый воздух. В поршне и каретке *K*, соединенной с рабочим органом, встроены противоположные полюса магнита *S* и *N*, взаимодействие которых обеспечивает передачу движущего усилия на каретку, скользящую по направляющим на внешней поверхности гильзы. Ход каретки ограничивается конечными упорами *У*.

Практически неограниченную длину хода имеют пневмоцилиндры с эластичной гильзой (рис.11.8, б), охватываемой двумя роликами, соединенными кареткой *K*. Такие пневмоцилиндры очень эффективны для перемещения штучных грузов по сложной траектории и в приводах с небольшими рабочими усилиями.

Пневмоцилиндр с гибким штоком показан на схеме рис.11.8, в. В такой конструкции тяговое усилие передается на каретку *K* от поршня через гибкий элемент (обычно стальной трос, облицованный эластичной пластмассой), охватывающий обводной и натяжной ролики, расположенные на крышках цилиндра.

[Наверх страницы](#)

Лекции по гидро-пневмосистемам. Лекция 9.

Монтаж и эксплуатация объемных гидроприводов

12.1. Монтаж объемных гидроприводов

Требования к установке гидроагрегатов. Установка гидроагрегатов должна осуществляться обеспечением удобного доступа к узлам и элементам. Замена агрегатов не должна вызывать необходимости демонтажа соседних узлов и элементов гидропривода.

Гидромашин не должны воспринимать нагрузок от веса присоединительных трубопроводов или усилий, возникающих вследствие упругой деформации трубопроводов.

Во всасывающей гидрелинии насосов должен обеспечиваться необходимый подпор рабочей жидкости. Диаметр всасывающего трубопровода должен быть не меньше условного прохода всасывающего отверстия насоса. Скорость течения рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе не должна превышать 1,2 м/с. Всасывающий трубопровод должен обладать минимально возможным сопротивлением. Допустимое разрежение во всасывающем трубопроводе 0,02...0,025 МПа. Сливной трубопровод в гидроприводах с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости, а также в насосах подпитки должен иметь размеры, обеспечивающие перемещения рабочей жидкости в нем со скоростью, не превышающей скорость ее движения во всасывающем трубопроводе. В противном случае при сливе в гидробаке образуется масляная эмульсия (смесь масла и воздуха). Сливная труба должна погружаться в масло, иметь скос по углом 45°; минимальное расстояние от дна бака до трубы должно составлять 2,5 наружного диаметра сливной трубы.

Дренажные отверстия на корпусах гидромашин должны располагаться в верхнем положении для исключения образования камер, заполненных воздухом. При значительной длине дренажного трубопровода его сечение необходимо увеличивать во избежание повышения давления внутри корпуса гидромашин.

Соединение гидроагрегатов выполняется с помощью стальных трубопроводов или резинометаллических рукавов. Основные требования к монтажу гибких рукавов следующие: рукав должен висеть не перегибаясь в месте заделки; резкие изгибы и скручивание не допускаются; при работе не должно быть трения рукавов одного об другой и о детали конструкции; длина прямого участка рукава около присоединительной арматуры - не менее шести наружных его диаметров.

В самой высокой точке трубопровода должно находиться устройство для удаления воздуха.

Сборка и установка гидроагрегатов. Монтаж объемного гидропривода необходимо начинать с проверки наличия всех комплектующих узлов и деталей. Убедившись в исправности, приступают к монтажу гидроагрегатов, гидромашин, гидроаппаратуры, соединительных трубопроводов и контрольно-измерительных приборов. Затем монтируют системы управления, охлаждения и т.п. Все отверстия для подвода и отвода рабочей жидкости должны быть закрыты соответствующими заглушками. Трубопроводы тщательно очищаются, а их внутренние поверхности протравливаются. Затем трубы промываются в специальных промывочных ваннах, просушиваются сжатым воздухом и закупориваются до установки на машину. Перед монтажом трубопроводы должны быть испытаны на давление, превышающее максимальное рабочее в 2 раза.

Особое внимание необходимо уделять правильному монтажу уплотнительных устройств. На поверхности деталей, сопрягаемых с уплотнением не допускаются риски, забоины, сколы, заусенцы и другие дефекты. Размеры и чистота сопряженных поверхностей должны соответствовать требованиям нормативно-технической документации.

Перед установкой уплотнение, а также поверхности деталей, сопрягаемых с уплотнением, протирают безворсовым тампоном, смоченным в бензине. Затем их сушат при комнатной температуре до полного испарения бензина и смазывают рабочей жидкостью или смазочным материалом, инертным к материалу уплотнений.

Не допускается перекос уплотнительного узла, чрезмерное растяжение, скручивание и механическое повреждение уплотнений. В случае отсутствия заходных фасок на уплотняемых деталях или при монтаже уплотнений на детали, имеющие неровности и ступенчатую форму, применяют специальные монтажные оправки.

Монтаж и демонтаж узлов и элементов объемного гидропривода проводят в соответствии с инструкцией по его эксплуатации.

Заправка гидросистемы рабочей жидкостью. По окончании монтажных работ в гидросистему заливают рабочую жидкость требуемой марки и в нужном объеме. Содержание воды в ней не допускается. Очистка от механических примесей проводится на специальных установках. Рабочая жидкость фильтруется. Тонкость фильтрации не должна быть больше той, которая обеспечивается самым "тонким" фильтром, установленным в гидросистеме.

Надежность гидропривода напрямую зависит от чистоты рабочей жидкости, поэтому при заправке необходимо предохранять масло от загрязнений на различных технологических этапах. Заправка должна проводиться заправочными станциями с ручным или механизированным приводом. Преимуществом заправочных станций является наличие резервуара, предохраняющего масло от загрязнения в процессе транспортирования, хранения и заливки, приемных и напорных фильтров тонкой очистки, обеспечивающих необходимую тонкость фильтрации при заправке.

Заправка объемного гидропривода делится на три этапа. На первом масло заливается в корпус гидромашины, а воздух удаляется дренажной системой. Для этого производится подача рабочей жидкости через монтажный трубопровод в нижнюю дренажную точку гидропривода. По мере поступления рабочей жидкости воздух через верхнюю дренажную точку вытесняется в гидробак. На втором этапе осуществляется заливка рабочей жидкости в гидробак до верхнего уровня. На третьем этапе заправляется гидросистема. При этом проводят пробные пуски объемного гидропривода на холостых режимах при минимальной частоте вращения приводного вала. Пробные пуски мобильных машин производят с перерывами в течении 15 с при помощи стартера. Контроль за наполнением гидросистемы осуществляется по понижению уровня масла в гидробаке. После заполнения приводной двигатель запускается на холостых режимах в течении 3...5 мин, после чего производится дозаправка до нужного уровня рабочей жидкости по метке на указателе гидробака.

12.2. Эксплуатация объемных гидроприводов в условиях низких температур

Нижнее допустимое значение температуры воздуха, регламентируемое ГОСТом для гидрооборудования, предназначенного для эксплуатации в районах с холодным климатом составляет -60 С.

Эксплуатационная надежность гидропривода обеспечивается за счет:
комплекса дополнительных мер, которые осуществляются при изготовлении, установке и эксплуатации узлов и элементов;
применения соответствующих конструкционных материалов (сталей) и их дополнительной термообработки для повышения прочности и износостойкости деталей;
повышения чистоты обработки основных деталей, рационального выбора допуска и посадок, уменьшения концентрации напряжений;
предотвращения хрупкого разрушения сварных узлов и соединений путем совершенствования методов их конструирования и технологии изготовления;
использования для уплотнительных элементов соответствующих резин;

применения рабочих жидкостей, сохраняющих необходимые рабочие свойства при низких температурах; снижения потерь давления рабочей жидкости в гидролиниях всасывания, нагнетания и дренажа; использования устройств для подготовки и подогрева рабочей жидкости перед началом запуска; выбора оптимальных режимов запуска гидропривода.

Необходимо обеспечивать принудительную подпитку насоса или устанавливать его непосредственно в гидробаке. Рекомендуется также устанавливать насосы так, чтобы всасывающее отверстие насоса было расположено ниже наименьшего уровня масла в гидробаке не менее чем на 500 мм. При работе в режиме самовсасывания рабочей жидкости всасывающую гидролинию следует делать как можно короче; запрещается помещать в ней фильтры и другие элементы, способствующие увеличению сопротивления прохождению рабочей жидкости. Необходимо тщательно следить за герметичностью всасывающего трубопровода.

Особое внимание должно уделяться очистке рабочей жидкости от загрязнений. Фильтры рекомендуется устанавливать на сливной магистрали. Пропускная способность их должна быть вдвое большей, чем фильтров в нормальных условиях эксплуатации. В гидросистеме необходимо предусматривать перепускные клапаны.

Гидробаки должны иметь отстойники для сбора воды и устройства для слива конденсата. Во избежание попадания конденсата в гидросистему гидропривод полностью заполняется маслом, а для компенсации объемных изменений жидкости в процессе работы привода устанавливаются эластичные компенсаторы. В противном случае сообщение гидробака с атмосферой должно осуществляться через устройства, полностью исключающие попадания воды в рабочую жидкость.

В гидроприводах, работающих в условиях холодного климата, при пуске и в начальный период работы значительно возрастают потери давления в трубопроводах. При $-50 \dots -60$ С потери давления рабочей жидкости в гидролиниях привода могут возрастать в $15 \dots 20$ раз по сравнению с потерями давления при $+50$ С. Для уменьшения потерь давления в трубопроводах необходимо обеспечить минимальную протяженность трубопроводов, сократить число изгибов, соединений, переходов и т.п. Допустимая скорость рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе - $0,85$ м/с, в сливном - $1,4$ м/с, в нагнетательном при номинальном давлении 32 МПа - 5 м/с.

Для сокращения времени выхода на установившийся тепловой режим целесообразно предусматривать теплоизоляцию гидробаков и трубопроводов. С этой же целью в гидроприводах можно применять устройства для подогрева рабочей жидкости в период пуска. Рекомендуется это делать в течение $20 \dots 30$ мин. В гидравлической системе привода подогрев рабочей жидкости в период пуска обеспечивается путем пропускания всей подаваемой насосом рабочей жидкости через предохранительный клапан при номинальном рабочем давлении.

Пуск насосов в условиях низких температур должен производиться при постепенном повышении давления рабочей жидкости до номинального с выдержкой при давлении 10 МПа в течение $1 \dots 2$ мин.

Для облегчения запуска приводного двигателя и во избежание выхода из строя насоса его привод рекомендуется осуществлять через разъединительные муфты (желательно фрикционные). При отсутствии конструктивной возможности применения разъединительных муфт необходимо ограничить частоту вращения вала при запуске для аксиально-поршневых гидронасосов до 1000 об/мин, шестеренных - до 1500 об/мин. В гидроприводах с замкнутой циркуляцией предусматривается автоматическое ограничение мощности насоса.

12.3. Основные неполадки в гидросистемах и способы их устранения

При эксплуатации гидропривода ввиду сложности конструкции многих его элементов, неизбежно возникают различного рода неисправности, которые необходимо вовремя определять и устранять. В табл.12.1 приводятся основные неполадки в гидросистемах машин, их причин и способы устранения.

№ п/п	Неполадки	Возможные причины	Способ устранения
1	Насос не подает жидкость в систему	<p>Неправильное направление вращения вала насоса В баке мало рабочей жидкости</p> <p>Засорился всасывающий трубопровод Подсос воздуха во всасывающей трубе Поломка насоса</p> <p>Велика вязкость жидкости</p> <p>Засорился демпфер переливного клапана</p>	<p>Изменить вращение вала</p> <p>Долить жидкость до отметки маслоуказателя Прочистить трубопровод</p> <p>Подтянуть соединение</p> <p>Устранить повреждения или заменить насос Заменить жидкость</p> <p>Промыть клапан и прочистить демпферное отверстие</p>
2	Насос не создает давления в системе	<p>Насос не подает жидкость в систему Большой износ насоса (внутренние утечки велики)</p> <p>Большие внешние утечки по валу через корпус насоса</p> <p>Большие внутренние утечки в гидросистеме</p> <p>"Завис" золотник предохранительного клапана или не "сел" на седло переливной клапан Уменьшение вязкости масла вследствие его нагрева (обычно выше 50 С)</p>	<p>См. пункт 1</p> <p>Проверить производительность насоса на холостом ходу и под нагрузкой. При объемном КПД ниже паспортного заменить насос.</p> <p>Заменить уплотнения. Проверить, нет ли раковин, трещин и т.д. При их обнаружении заменить насос</p> <p>Заменить уплотнения. Проверить узлы гидросистемы на герметичность и отремонтировать</p> <p>Разобрать и промыть клапан, проверить состояние демпфера, пружины, шарика и его седла</p> <p>Улучшить условия охлаждения масла</p>
3	Шум и вибрация в системе	<p>Большое сопротивление во всасывающем трубопроводе Мала пропускная способность фильтра или он засорился Подсос воздуха во всасывающей трубе Засорился сапун в баке Вибрация клапана</p> <p>Резкое изменение проходного сечения трубопроводов Нежесткое крепление трубопроводов</p>	<p>Увеличить проходное сечение труб</p> <p>Заменить фильтр или промыть его</p> <p>Подтянуть соединения</p> <p>Прочистить сапун Разобрать и проверить демпфирующие каналы</p> <p>Увеличить и выправить проходные сечения трубопроводов Закрепить трубопроводы</p>

4	Неравномерное движение рабочих органов	<p>Наличие воздуха в гидросистеме Давление настройки предохранительного клапана близко к давлению, необходимому для движения рабочих органов Малое противодействие на сливе из цилиндра</p> <p>Механическое заедание подвижных частей гидроцилиндра Неравномерная подача масла насосом. Шум и стук в насосе вследствие поломки одной из лопаток или плунжера</p>	<p>Выпустить воздух из системы Настроить предохранительный клапан на давление на 0,5...1,0 МПа больше, чем давление, необходимое для движения рабочих органов Повысить сопротивление на сливе (регулировкой дросселя или подпорного клапана) Отремонтировать гидроцилиндр</p> <p>Заменить насос</p>
5	Резкое уменьшение скорости движения при росте нагрузки	<p>Большие внутренние или внешние утечки в элементах гидросистемы Регулятор скорости заедает в открытом положении</p> <p>Предохранительные и перепускные клапаны отрегулированы на низкое давление</p>	<p>См. пункт 2</p> <p>Разобрать регулятор скорости, проверить исправность пружины и плавность перемещения золотника. Устранить дефекты, промыть и собрать регулятор Настроить предохранительные и перепускные клапаны</p>
6	Постепенное уменьшение скорости движения рабочего органа	<p>Загрязнение рабочей жидкости Засорение фильтров, дросселей и других аппаратов системы Облитерация (заращивание) щелей дросселя</p> <p>Износились уплотняющие поверхности гидроагрегатов или снизилась вязкость рабочей жидкости</p>	<p>Заменить жидкость и промыть гидросистему Промыть аппаратуру</p> <p>Увеличить минимальное открытие дросселя или установить дроссель с меньшим минимальным расходом Заменить износившиеся гидроагрегаты или заменить рабочую жидкость</p>
7	Повышенное давление в нагнетательной линии при холостом ходе	<p>Повысились потери давления в системе из-за неправильного выбора аппаратуры, уменьшенного проходного сечения трубопроводов, а также в результате некачественного монтажа Засорился канал управления переливным клапаном распределителя Повышенные механические сопротивления движению рабочих органов</p>	<p>Заменить аппаратуру, установить трубопроводы с большим проходным сечением, исключить излишние изгибы, соединения и т.п.</p> <p>Прочистить каналы распределителя</p> <p>Устранить недостатки конструкции, отремонтировать штоки цилиндров и т.п.</p>
8	Повышенный нагрев масла в системе	<p>Повышенные потери давления в трубопроводах и гидроаппаратуре. Плохой отвод тепла от бака и</p>	<p>См. пункт 7, а также улучшить теплоотвод от бака и труб</p>

		<p>трубопроводов</p> <p>Насос не разгружается во время пауз</p> <p>Неисправность терморегулирующей аппаратуры</p>	<p>Проверить работу разгрузочного устройства, устранить дефекты</p> <p>Устранить неисправность</p>
9	Обратный клапан пропускает жидкость при изменении направления потока	<p>Клапан не прилегает седлу. Дефект рабочих кромок клапана или седла.</p> <p>Сломалась пружина клапана</p>	<p>Разобрать клапан, проверить состояние седла, конуса клапана и пружины.</p> <p>Устранить дефекты, промыть и собрать клапан</p>
10	Предохранительный клапан не удерживает давления	<p>Засорился демпфер или седло клапана. Потеря герметичности в системе дистанционной разгрузки</p> <p>Износился шарик или седло</p> <p>Сломалась пружина</p>	<p>Прочистить демпфер, промыть потоком жидкости</p> <p>Заменить шарик или седло</p> <p>Заменить пружину.</p>
11	Давление за редуционным клапаном отсутствует	<p>Засорился демпфер или седло клапана</p> <p>Износился шарик или седло</p> <p>Сломалась пружина</p>	<p>См. пункт 10</p> <p>См. пункт 10</p> <p>См. пункт 10</p>
12	Через дренажные отверстия идут большие утечки	<p>Износились уплотнения</p> <p>Износились рабочие поверхности подвижных распределительных устройств</p>	<p>Заменить уплотнения</p> <p>Произвести ремонт или замену</p>
13	Золотники с электрогидравлическим управлением не переключаются при включении электромагнита	<p>Заедание золотника в корпусе (задир золотника). Заклинивание золотника при грязном масле или осевшей возвратной пружине.</p> <p>Густое масло затрудняет перемещение золотника</p> <p>Якоря электромагнитов не перемещаются на полную величину хода</p> <p>Расклепался конец толкателя</p> <p>Засорилось дренажное отверстие в золотнике</p>	<p>Снять элетромагниты, проверить ручную перемещение золотника, проверить затяжку крепления корпуса золотника, промыть аппарат, сменить масло</p> <p>Проверить напряжение в зажимах электромагнита, устранить заедание якоря при перемещении</p> <p>Заменить толкатель</p> <p>Разобрать, промыть</p>
14	Электромагниты гудят и перегреваются	<p>См. пункт 13</p> <p>Слишком сильны возвратные пружины</p> <p>Напряжение питающего тока не соответствует номиналу</p> <p>Расклепался якорь электромагнита</p>	<p>См. пункт 13</p> <p>Заменить на более слабые</p> <p>Отрегулировать напряжение электротокa</p> <p>Переклепать якорь</p>
15	Обрыв и трещины маслопроводов с нарушением герметизации	<p>Недопустимые деформации гибких рукавов</p> <p>Старение и износ гибких рукавов</p> <p>Резонансные колебания трубопроводов</p> <p>Значительные пики давления в гидросистеме</p>	<p>Довести конструкцию маслопровода</p> <p>Заменить рукав</p> <p>Закрепить трубы скобами</p> <p>Поставить перепускные клапаны и демпферы. Снизить скорость рабочего органа</p>
16	Редуционный клапан	<p>Регулирующая пружина сжата</p>	<p>Разобрать клапан промыть и заменить</p>

	не понижает давления или понижает недостаточно	почти до полного прилегания витков. Золотник клапана заедает. Засорилась линия отвода масла после шарика в бак. Осела регулирующая пружина. Засорилось демпферное отверстие золотника. Между шариком и седлом попала грязь или поврежден шарик	дефектные детали
17	Скорость подачи силового узла мала и падает при нагрузке (регулирование с помощью регулятора расхода)	Засорилась щель дросселяОслабла пружина встроенного редукционного клапана или застрял золотник Повышение утечки в насосе и гидроагрегатах Большая вязкость масла	Разобрать и промыть с заменой дефектных деталей Заменить износившиеся гидроагрегаты Заменить масло
18	Поток масла не реверсируется золотником приточного исполнения	Заедание золотника в корпусе вследствие грязного масла, пережима крепежных болтов, неплоскостности монтажной поверхности, поломки возвратных пружин, отсутствия давления управления Сбилась толкатель электромагнита золотника управления. Сгорела катушка или расклепался якорь	Разобрать и промыть золотник. Ослабить крепежные болты. Повыить давление управления Заменить дефектные детали
19	Масло и пена выбрасываются через заливную горловину маслобака или крышку встроенного сливного фильтра	Избыток масла в баке. Подсос воздуха в гидросистему Засорился фильтр или повреждены уплотнения крышки фильтраНет замедлительного клапана на сливе из цилиндра	Слить часть масла Подтянуть соединения всасывающей линии Промыть фильтр и заменить уплотнения