



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ  
ФГБОУ ВО ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»  
(ДГТУ)

Факультет Автоматизация, мехатроника и управление  
Кафедра Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы

## **Лекции по дисциплине**

**«Устройства гидравлических и пневматических систем»**

### **Часть 1 – Гидравлические устройства**

**Составители:** профессор, д.т.н. Сидоренко В.С.  
доцент, к.т.н. Полешкин М.С.

г.Ростов-на-Дону,  
2022г.

### 3.1. Обобщенная структура автоматизированного объемного гидропривода

Гидро- или пневмопривод – это совокупность технических устройств, связанных определенными формами взаимодействия и взаимной зависимости посредством жидкости или газа для получения заданного закона движения исполнительного органа машины [23].

Функциональная схема гидропривода определяет его основные части, называемые блоками, указывает на их назначение и взаимодействие. Она создает основу для составления последующих схем, а главное, используется для общего ознакомления с разрабатываемым гидроприводом [27].

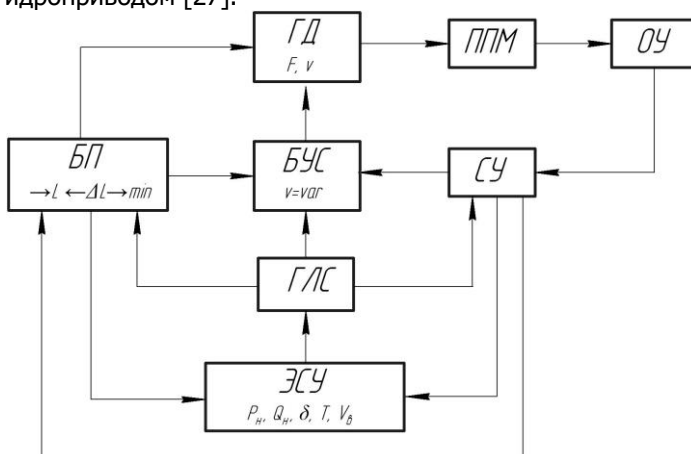


Рис.3.1. Обобщенная структурная схема автоматизированного гидропривода:  
БП – блок позиционирования; БУС – блок управления скоростью

Обобщенная структурная схема объединяет частные структуры различных гидроприводов по основным признакам и свойствам (рис.3.1). Ее основной частью является энергосиловая установка (ЭСУ), формирующая поток рабочей жидкости с заданными параметрами ( $p_n$  – давление,  $T$  – температура,  $Q_n$  – расход). Гидравлические линии связи (ГЛС) обеспечивают транспортирование энергоносителя к гидродвигателям, устанавливая определенные условия взаимодействия между отдельными частями (блоками). Исполнительным блоком гидропривода являются гидродвигатели (ГД), преобразующие

энергию потока жидкости в механическую энергию, передаваемую передаточно-преобразующим механизмом (ППМ) ОУ.

Важной частью автоматизированного гидропривода является система управления (СУ), формирующая информацию о траектории движения ОУ. Система управления сравнивает ее с заданным законом поведения и вырабатывает соответствующие управляющие воздействия на элементы гидропривода для его выполнения.

Пример обобщенной функциональной схемы представлен на рис.3.2. На схеме устройства изображены в виде прямоугольников с буквенными обозначениями гидроаппаратов, связанными прямыми и обратными связями.

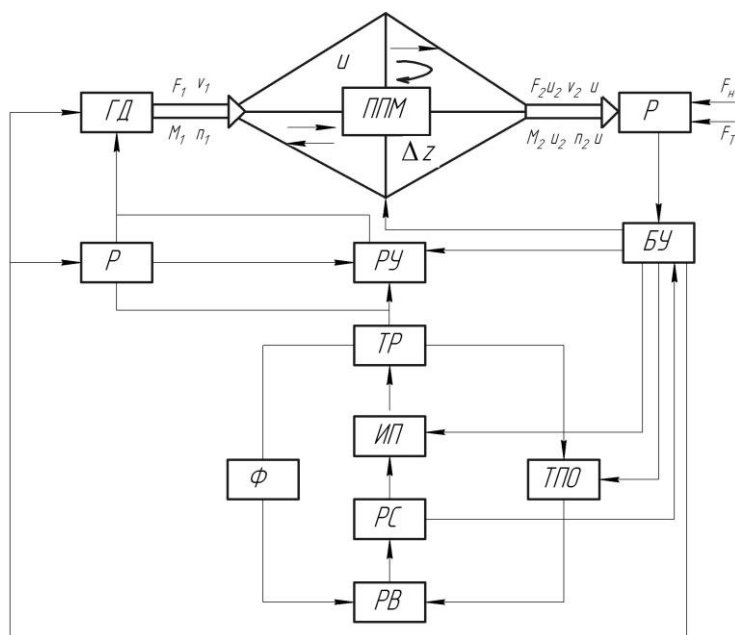


Рис.3.2. Обобщенная функциональная схема автоматизированного гидропривода

Взаимодействие блоков между собой устанавливают гидравлические и функциональные связи, выполненные на схемах линиями и стрелками. Функциональная и структурная схемы позволяют составить функциональную принципиальную схему с меньшими затратами времени [2].

Обобщенная структура гидро- или пневмопривода содержит следующие элементы:

РС – рабочая среда (минеральные и синтетические масла, вода и водные эмульсии, жидкие металлы) обеспечивает передачу энергии, смазку подвижных сопряжений элементов, интенсивный отвод тепла.

ИП – источник питания преобразует механическую энергию первичного двигателя в энергию потока рабочей среды (насосы, аккумуляторы, мультипликаторы, компрессоры).

ИМ – исполнительные механизмы – гидро- или пневмодвигатели, преобразующие энергию потока рабочей среды в механическую энергию поступательного, вращательного, поворотно-качательного движения (цилиндры, гидромоторы, моментные цилиндры, сифоны, мембранные ИМ).

РУУ – регулирующие и управляющие устройства обеспечивают изменение или поддержание заданного значения давления или расхода рабочей среды, либо изменяют направление движения потока рабочей среды (различные клапаны, дроссели, регуляторы потока, распределители, гидрозамки, клапаны выдержки времени, соотношения расхода и давления, логические элементы).

БУ – блок управления реализуется устройствами электрогидропневмоавтоматики, обеспечивающими заданный закон управления приводом по перемещению, скорости, направлению движения, силе, крутящему моменту.

П – приборы для контроля параметров рабочей жидкости (манометры, расходомеры, датчики давления, температуры, уровнемеры, индикаторы степени очистки рабочей среды).

Ф – фильтры для очистки рабочей жидкости от механических и немеханических включений.

ТПО – теплообменники и кондиционеры для стабилизации теплового режима гидросистемы.

РВ – резервуар.

Обобщенная структура пневмопривода или системы пневмоавтоматики, кроме того, имеет узел подготовки воздуха (УПВ), обеспечивающий требуемые параметры и свойства потока газа путем отделения влаги, очистки, создания и стабилизации давления и расхода.

По типу источника питания различают: насосные, аккумуляторные, магистральные (несколько приводов от одного источника питания) приводы [27].

По виду циркуляции гидросистемы могут быть с открытой и закрытой циркуляцией. В последней слив рабочей жидкости направляется во всасывающую гидролинию насоса.

Детальная классификация, основные термины, определения гидравлических устройств и вспомогательных элементов гидроавтоматики регламентированы ГОСТ 17752-81 [1]. Условные графические обозначения устройств на схемах приводятся в соответствии с ГОСТ 2.780-96, ГОСТ 2.781-96, ГОСТ 2.782-96 [4-6], а правила выполнения гидравлических и пневматических схем определяются ГОСТ 2.704-76 [3, 34]. Эти нормативные документы являются определяющими при выполнении схмотехнических решений.

### **3.2. Объемные гидромашины. Классификация.** **Кинематические, силовые** **и энергетические характеристики**

В качестве источников питания в гидромеханических системах ТО наиболее часто применяют насосы. Это объемные машины, как правило, роторного типа, преобразующие механическую энергию первичного двигателя (например, электродвигателя) в энергию потока рабочей жидкости.

Обладая положительным свойством обратимости процесса преобразования энергии, объемные машины при соответствующей доработке конструкции могут использоваться и как гидромоторы.

Различают также насосы постоянной (рис.3.3, а) и переменной подачи (рис.3.3, б), реверсивные (рис.3.3, в) и нереверсивные, самовсасывающие и несамовсасывающие, одинарные и двойные, а по типу вытеснителя рабочей жидкости – шестеренные, пластинчатые, радиально- или аксиально-поршневые, винтовые, коловратные, эксцентриковые, роликолопастные и др. [38].

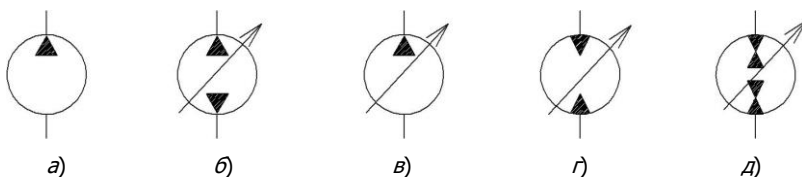


Рис.3.3. Условные обозначения различных типов объемных гидравлических машин [6]: а – насос; б, в – насос реверсивный и регулируемый; г – мотор регулируемый реверсивный; д – насос-мотор регулируемый реверсивный

Обобщенная конструктивная схема насоса содержит:

- корпус (статор) с каналами и полостями всасывания и нагнетания;
- ротор с рабочими камерами и вытеснителями;
- разделитель потоков, а в сложных насосах – распределитель потоков во всасывающей и нагнетательной линиях.

Гидромоторы – объемные гидравлические машины, предназначенные для преобразования гидравлической энергии потока жидкости в механическую энергию выходного звена с требуемыми кинематическими параметрами. Классифицируются аналогично гидронасосам: по возможности реверсирования (рис.3.3, *г*), изменения производительности и т.д.

Известен класс объемных машин, применяемых как в функции насосов, так и гидромоторов (рис.3.3, *д*). Их называют насосомоторами [29, 30].

### 3.2.1. Шестеренные гидромашины

Шестеренные объемные гидромашины широко распространены в современной технике. Основное преимущество они получили за счет простоты конструкции, компактности, надежности в работе и сравнительно высокого КПД. В этих машинах отсутствуют рабочие органы, подверженные действию центробежной силы, а также элементы, движущиеся с ускорением, что позволяет эксплуатировать их при частоте вращения до  $120 \text{ мин}^{-1}$  [7].

В машиностроении шестеренные машины применяются в системах с дроссельным регулированием скорости гидродвигателя при сравнительно больших диапазонах давления ( $p_{\text{max}}=10\text{-}15 \text{ МПа}$ ).

Конструктивная схема насоса с одной парой шестерен показана на рис.3.4. При вращении шестерен в указанном направлении в полости В (полость всасывания) зубья выходят из зацепления, создавая вакуум, который засасывает жидкость в эту полость из бака. Из полости В жидкость, заключенная во впадинах, переносится в полость И (полость нагнетания). В полости Н зубья, входящие в зацепление, выталкивают жидкость из впадин в магистраль.

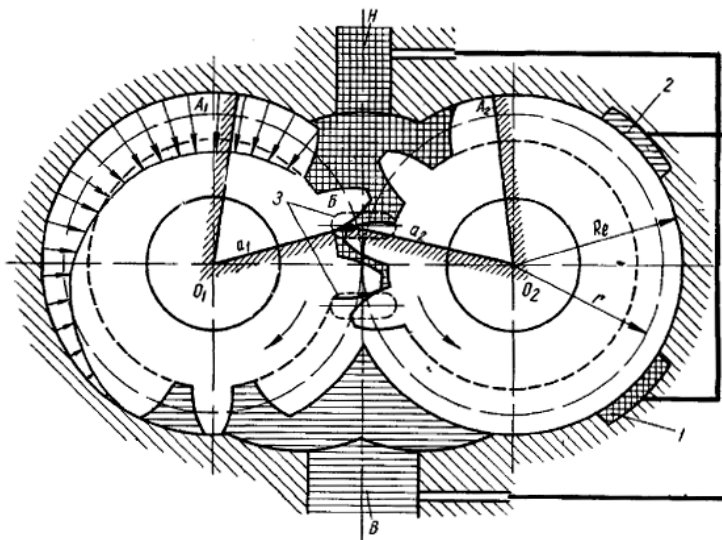


Рис.3.4. Принципиальная схема работы шестеренной гидромашины:  
1 – нагнетательная полость; 2 – всасывающая полость

Давление в полости Н определяется нагрузкой в гидродвигателе и сопротивлением системы и всегда больше давления, чем в полости В. Поэтому жидкость стремится проникнуть из полости Н через зазоры между шестернями и корпусом в полость В. Это обратное течение жидкости или внутренние утечки идут по трем направлениям: через радиальные зазоры между вершинами зубчатых колес и внутренней расточкой корпуса, через торцевые зазоры и места контакта зубьев шестерен. Обратное течение жидкости уменьшает подачу насоса; величина его зависит от качества изготовления компенсирующих устройств, которые специально вводятся в конструкцию насоса для повышения объемного КПД насоса и сохранения его в течение всего срока службы.

Шестеренный насос высокого давления с компенсацией торцевых зазоров (рис.3.5) состоит из силуминового корпуса 1, в расточках которого помещены ведущая 9 и ведомая 4 шестерни, выполненные заодно с цапфами, опирающимися на бронзовые втулки 2 и 10. Втулки служат подшипниками для шестерен и уплотняют их торцевые поверхности. Для уменьшения утечек между торцевыми поверхностями шестерен и втулок в насосе применена автоматическая ком-

пенсация торцевых зазоров. Рабочая жидкость из камеры нагнетания поступает в полость Б между плавающими втулками и крышкой 7 и поджимает втулки к торцам шестерен. Со стороны шестерен на втулки давление жидкости действует на несколько меньшую площадь, в результате чего удельное давление на трущейся паре невелико. Давление жидкости со стороны шестерен в торцевом зазоре неравномерно.

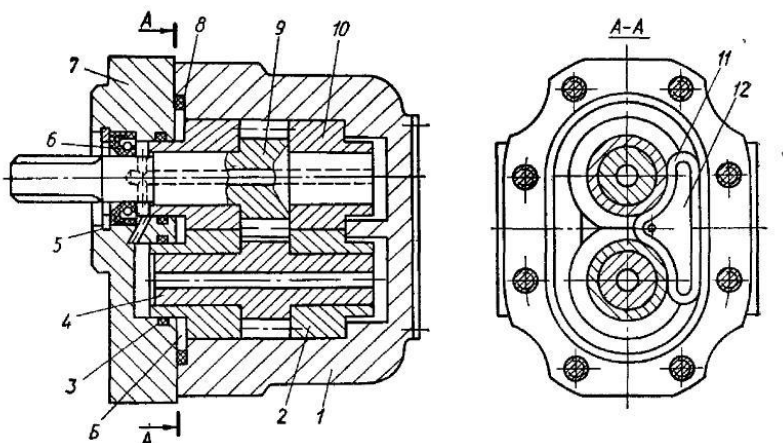


Рис.3.5. Шестеренная объемная гидромашина (насос типа НШ)

Для исключения перекоса втулок вследствие неравномерной нагрузки часть их торцевой поверхности со стороны всасывания изолирована от действия поджимающего давления резиновым уплотнением 11, фиксируемым пластинкой 12. Вытекание рабочей жидкости из полости Б предотвращается уплотнительными кольцами 3 и 8. Приводной конец ведущей шестерни уплотнен манжетой 6, закрепленной кольцом 5.

Объем одной рабочей камеры, если принимать его равным объему впадины зубчатой рейки, равен:

$$W \approx 0,5htb, \quad (3.1)$$

где  $h$  – высота зуба, м;  $t$  – шаг зацепления, м;  $b$  – длина зуба, м.

Тогда рабочий объем насоса, характеризующий суммарное изменение объема  $2z$  рабочих камер за один оборот шестерен (или расход масла, подаваемый насосом за один оборот шестерен), равен:



$$q_n = htbz, \quad (3.2)$$

где  $z$  – число зубьев шестерни.

Расчетная подача насоса

$$Q_n = q_n n_n = htbzn_n, \quad (3.3)$$

где  $n_n$  – частота вращения приводного (первичного) двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ .

Шестеренные гидромоторы имеют такую же конструктивную схему, но отличаются более тщательным изготовлением: меньшими зазорами в подшипниках, наличием разгрузки валов от давления [8, 10]. Крутящий момент на выходном валу гидромотора определяется как

$$M_d = pb(m^2z + m^2 - l^2)\eta_{\text{мех}}, \quad (3.4)$$

где  $m$ ,  $b$ ,  $l$  – соответственно модуль, ширина колес, длина линии зацепления, м;  $p$  – давление (перепад давления), Па;  $\eta_{\text{мех}}$  – механический КПД гидромотора.

### 3.2.2. Пластинчатые гидромашины

Различают пластинчатые (или лопастные) насосы и гидромоторы однократного и двойного действия. В машинах однократного действия за один оборот вала происходит полный цикл работы, включающий процессы всасывания и нагнетания; два процесса всасывания и два процесса нагнетания происходят в машинах двойного (или двукратного) действия [30, 31].

Пластинчатые машины (ПМ) изготавливают нерегулируемыми, т.е. с постоянной подачей, и регулируемыми. В станкостроении пластинчатые насосы применяются главным образом в гидроприводах подач агрегатных, сверлильно-расточных, отделочно-расточных и других станков, а также в механизмах, предназначенных для транспортировки, индексации, зажима и загрузки заготовок, обрабатываемых на автоматизированных станках и линиях.

В пластинчатых насосах вытеснителем жидкости являются пластины 3 (рис.3.6, б). Внутренняя поверхность статора 2 насоса имеет специальный профиль, образованный дугами окружностей, описанных радиусами  $R_1$  и  $R_2$  из одного центра. Дуги сопрягаются между собой отрезками кривой (спирали Архимеда), обеспечивающей равномерное нарастание ускорения при выдвигении пластин 3.

В корпусе насоса симметрично расположены две полости всасывания В и две полости нагнетания Н, поэтому за один оборот

ротора с пластинами  $3$  дважды происходит процесс всасывания и нагнетания. Благодаря диаметрально противоположному размещению полостей давление на ротор уравнивается, а подшипники ротора полностью разгружены от гидравлических сил.

Жидкость из полости  $H$  подведена под торцы пластин, поэтому радиальное перемещение пластин и прижим их к статору производится не только центробежной силой, но и гидравлической (рис.3.6 б).

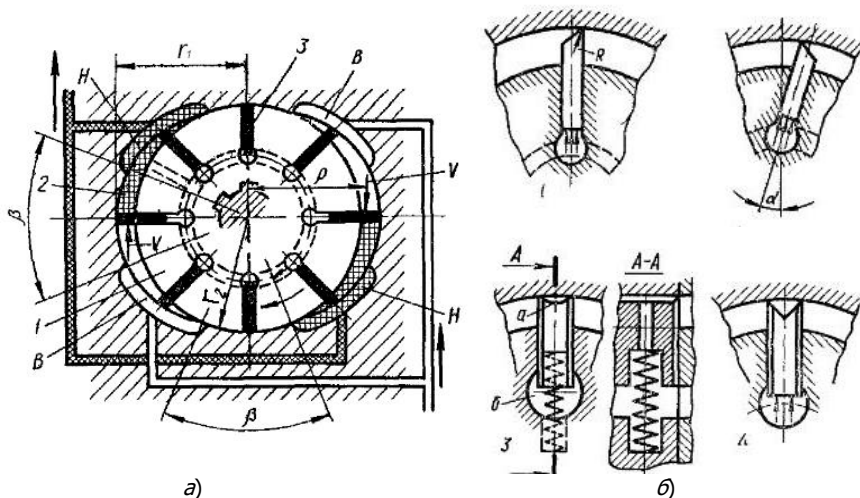


Рис.3.6. Пластиначая объемная гидромашина: а – функциональная схема работы; б – конструкции и способы крепления пластин в роторе пластиначатого насоса

При вращении ротора  $1$  в указанном направлении пластины, расположенные в зонах  $B$  (на участках переходных кривых), отходят от центра ротора, в результате чего объем между пластинами увеличивается – происходит процесс всасывания. Обратный процесс – нагнетание будет иметь место в зонах  $H$ , где пластины  $3$  отжимаются пружиной  $4$  к центру ротора и объем между пластинами уменьшается. Движение пластин в радиальном направлении отсутствует на участках статора, образованных дугами радиусов  $r_1$  и  $r_2$ .

Объем рабочей жидкости, подаваемый насосом за один цикл всасывания и нагнетания, приблизительно принимают равным объему масляного кольца с радиусами  $r_1$  и  $r_2$  и высотой, равной ширине пла-

стины. Так как за один оборот ротора такой объем подается дважды, то

$$q_1 = 2\pi(r_2^2 - r_1^2) \cdot b, \quad (3.5)$$

где  $q_1$  – общий объем масла, м<sup>3</sup>;  $r_1$  и  $r_2$  – большой и малый радиусы статора;  $b$  – ширина пластины, м.

Из общего объема масла необходимо вычесть объем, занимаемый пластинами.

Если  $z$  – количество пластин,  $S$  – их толщина,  $\alpha$  – угол наклона пазов (до 13°), то искомый объем:

$$q_2 = \frac{2bS(r_2 - r_1)^2 z}{\cos\alpha}. \quad (3.6)$$

Рабочий объем насоса:

$$q_n = q_1 - q_2 = 2b \left[ \pi(r_2^2 - r_1^2) - \frac{zS(r_2 - r_1)^2}{\cos\alpha} \right]. \quad (3.7)$$

Подача насоса:

$$Q_n = q_n n_n = 2bb_n \left[ \pi(r_2^2 - r_1^2) - \frac{zS(r_2 - r_1)^2}{\cos\alpha} \right]. \quad (3.8)$$

Пластинчатые гидромоторы двойного действия отличаются от насосов радиальным расположением пластин ( $\alpha = 0$ ) и наличием специальных пружин, постоянно прижимающих пластины к внутренней поверхности статора. Это позволяет обеспечить герметичность рабочих камер в момент пуска гидромотора. Масло, попадая в камеру между соседними пластинами, давит на их поверхности. Так как площадь поверхности одной пластины больше другой (они выдвинуты на разные радиусы), то возникает крутящий момент:

$$M_q = 2pfr\eta_{\text{мех}}, \quad (3.9)$$

где  $p$  – подводимое давление, Па;  $f = bh = b(r_2 - r_1)$  – рабочая площадь пластины, м<sup>2</sup>;  $h$  – высота, на которую пластина выступает над поверхностью ротора 2.

Конструкция пластинчатого насоса однократного действия с регулированием подачи (типа Г12-5) по давлению показана на рис.3.7.

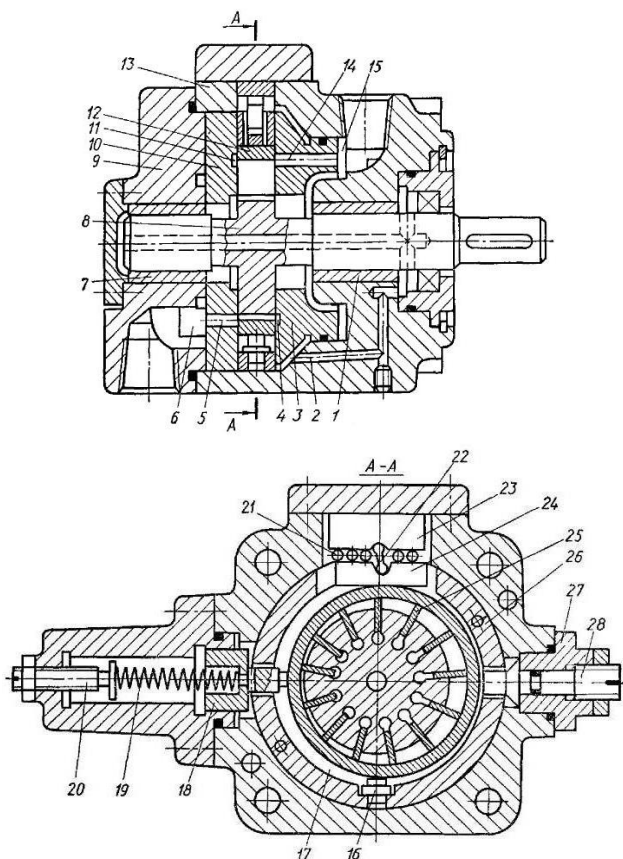


Рис.3.7. Пластина́тый насос однократного действия типа Г12-5

В жестко соединенных между собой корпусе 13 и крышке 9 расположен ротор 8 с пластинами 25, внутреннее кольцо 12 статора, наружное кольцо 26 статора, распределительные диски 10 и 3. Ротор с валом установлены на двух подшипниках скольжения 1 и 7. Опорный узел внутреннего кольца 12 статора состоит из неподвижной и подвижной опор 23 и 24, сепаратора с шариками 21 и соединительной скобы 22. Опора 16 поддерживает внутреннее кольцо 12 статора при остановке насоса.

В корпусе 13 расположен опорный винт 28 ограничения максимальной подачи, перемещающийся в резьбовой втулке 27. Плоский

диск 10 имеет сквозные окна 5 всасывания, соединяющиеся с каналом 6 корпуса, и глухие окна 11 нагнетания. Плавающий диск 3 имеет окна 14 нагнетания, соединенные с нагнетательным каналом 15, глухие окна 4 всасывания и паз, сообщающий полость 7 с дренажной полостью 2.

С противоположной стороны ротора расположен механизм регулирования подачи насоса, включающий в себя пружину 19, поршень 18 и регулировочный винт 20. Механизм регулирования подачи изменяет эксцентриситет внутреннего кольца 12 относительно оси ротора 8, образуя зазор в полости 17. Пружина 19, действуя на поршень 18, стремится установить кольцо 12 с максимальным эксцентриситетом и упором в винт 28.

Давление жидкости, нагнетаемой насосом, действует на внутреннюю поверхность внутреннего кольца 12 статора со стороны рабочих камер, стремясь переместить его в направлении минимальной подачи, благодаря чему осуществляется автоматическое регулирование подачи насоса в функции давления.

### 3.2.3. Радиально-поршневые гидромашины

Наиболее часто радиально-поршневые гидромашины применяются в условиях, где требуется обеспечить большие моменты на валу, в различных областях техники [30, 31].

Принципиальная схема радиально-поршневой объемной гидромашины представлена на рис.3.8. Ротор 6, установленный в корпусе 3, с радиально расположенными поршнями 2 вращается вокруг неподвижной полой оси, расположенной внутри статора 4. Ось статора может смещаться с помощью винтовой пары 8 и 9 относительно оси ротора на некоторый эксцентриситет  $e$ . Разделитель 5 делит пространство полой оси на полости всасывания и нагнетания.

При вращении ротора 1 по часовой стрелке расположенные в нем радиально поршни в верхней полуокружности, перемещаясь из А в В выдвигаются, что увеличивает объем цилиндров, заполняемых рабочей жидкостью из бака. В нижней полуокружности (из В в А) поршни, перемещаясь к центру, вытесняют жидкость с параметрами  $P_n, Q_n$  в напорную полость насоса. Смещая статор, изменяют величину эксцентриситета  $e$  и, как следствие, ход поршней, объем рабочих камер и подачу насоса. Изменением знака эксцентриситета  $\pm e$  ревер-

сируют потоки рабочей жидкости, меняя местами полости всасывания и нагнетания.

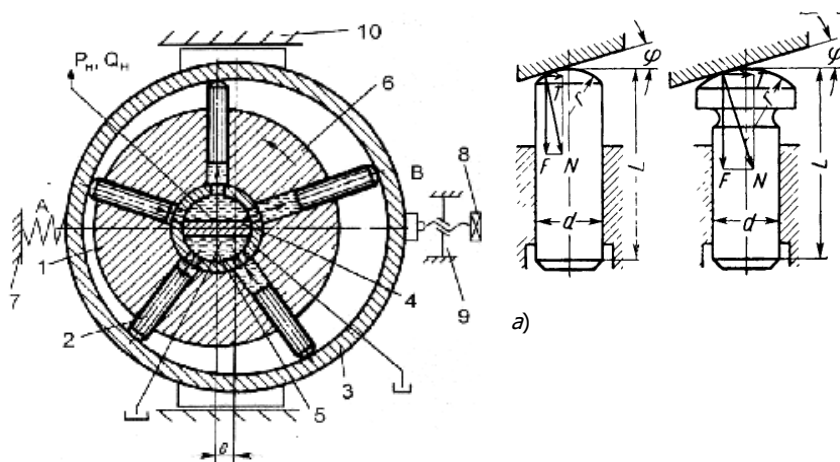


Рис.3.8. Радиально-поршневая объемная гидромашина:  
а – принципиальная схема; б – схема контакта поршней

При работе схемы на рис.3.8 в режиме гидромотора, давление, подводимое под поршни в верхней полуокружности АВ, создает радиальные силы, прижимающие их к поверхности статора. За счет касательных сил, возникающих при разложении радиальных сил, поршни и ротор поворачиваются, создавая крутящий момент.

В конструкциях насосов, применяемых в гидросистемах, используют, главным образом, схемы, в которых поршни опираются о барабан своими сферическими головками (см. рис.3.8, а), сообщая поворотное движение, а также схемы, в которых поршни опираются на кольцо через башмаки.

Для этого поверхность статорного кольца, на которую опирается своей сферой поршень, выполняют под некоторым углом  $\varphi$ , равным  $15-20^\circ$  (рис.3.4, б), или цилиндр располагают под таким же углом к плоскости вращения цилиндрического блока.

Рабочий объем радиально-поршневой машины определяется выражением:

$$q = \pi d^2 e z . \quad (3.10)$$

Геометрические подача и расход:

$$Q = qn = \frac{\pi d^2}{2} e z n, \quad (3.11)$$

где  $d$ ,  $z$  – соответственно диаметр и количество поршней, м;  $e$  – эксцентриситет в расположении осей ротора и статора

Гидромотор типа МР конструкции ВНИИ «Гидропривод» относится к группе радиально-поршневых машин с золотниковым распределением жидкости (рис.3.9).

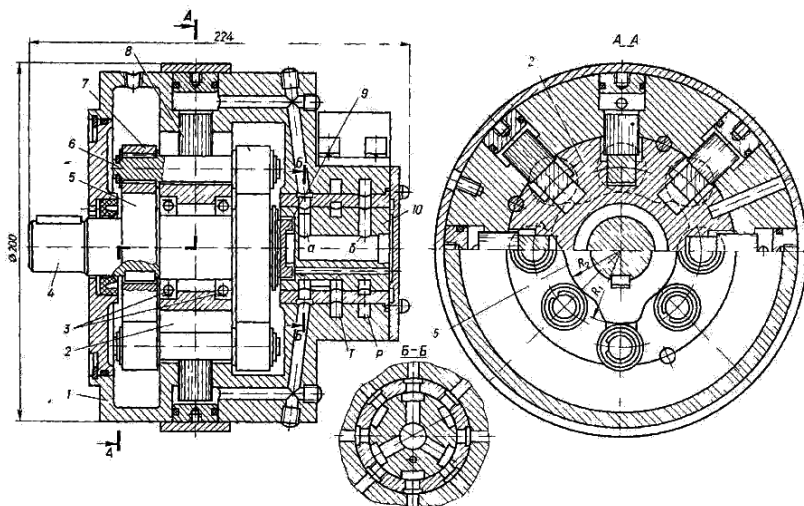


Рис.3.9. Радиально-поршневой гидромотор типа МР

Поршни (или плунжеры)  $8$  совершают возвратно-поступательное перемещение в радиальном направлении в корпусе  $1$ . Усилие, развиваемое плунжерами, расположенными в напорной зоне гидромотора, воспринимается через оси  $6$  с роликами  $7$  двумя профильными кулаками  $5$  и валом  $4$ . Профиль кулака образован окружностями радиусом  $R_1$  и  $R_2$  и переходными кривыми.

При взаимодействии роликов с кулаками, на участках размещения переходных кривых, возникает тангенциальная составляющая сила, создающая момент на выходном валу гидромотора, и нормальная сила, которая воспринимается подшипниками  $3$  и корпусом через промежуточное кольцо  $2$ .

Распределение жидкости в гидромоторе производится распределительной втулкой  $10$ , которая при помощи муфты  $9$  соединена

с валом гидромотора и поэтому вращается с частотой вала. При помощи радиальных отверстий  $a$  и  $b$  и продольного паза, выполненного во вращающейся распределительной втулке, попеременно одна из зон гидромотора сообщается с напорной полостью Р (насосом), а другая – со сливом Т (баком).

Для изменения направления вращения вала гидромотора необходимо полость Р подключить к баку, а полость Т – к насосу.

### 3.2.4. Аксиально-поршневые гидромашины

Аксиально-поршневые машины бывают с наклонным диском и с наклонным блоком цилиндров, бескарданные и с карданной передачей, с вращающимся и неподвижным блоком цилиндров. В некоторых случаях они имеют мощности до 300 кВт.

Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы надежны в работе, имеют высокие КПД – объемный до 0,92-0,96, общий – до 0,9, компактны, обладают малой металлоемкостью и высокой энергоемкостью [30, 31]. Подача жидкости регулируется за счет изменения угла  $\gamma$  наклона диска или блока цилиндров, причем максимальный угол  $\gamma_{\max}$  принимают для насосов до 25-30°, для гидромоторов – до 30-35°.

Аксиально-поршневые гидромашины с вращающимся блоком цилиндров имеют, главным образом, торцевое распределение жидкости, что позволяет выполнять всасывающие окна больших размеров, чем у радиально-поршневых машин. Такие машины изготавливают на номинальное давление до 16-20 МПа (реже – до 30 МПа) и подачи до 0,03 м³/с.

Рассмотрим схемы и принципы работы основных аксиально-поршневых машин. Конструктивно они выполняются в двух схемах: с наклонным диском (рис.3.10) или наклонным блоком (рис.3.11).

Рассмотрим конструкцию *аксиально-поршневой гидромашины с наклонным диском* на примере гидромотора Г-15 (см. рис.3.10).

Отличительной особенностью гидромотора с наклонным диском является двойной ротор, состоящий из блока цилиндров 2 и направляющей 4. В блоке цилиндров расположены поршни 3, а в направляющей – толкатели 5, находящиеся в точечном контакте со специальным упорным шариковым подшипником 8, закрепленным в передней крышке 6. Вращающий момент, затрачиваемый на преодоление сил трения в торцевом распределителе и сил инерции цилин-



дрового блока, передается с направляющей на блок цилиндров при помощи штифта 10 при подаче жидкости в каналы 12.

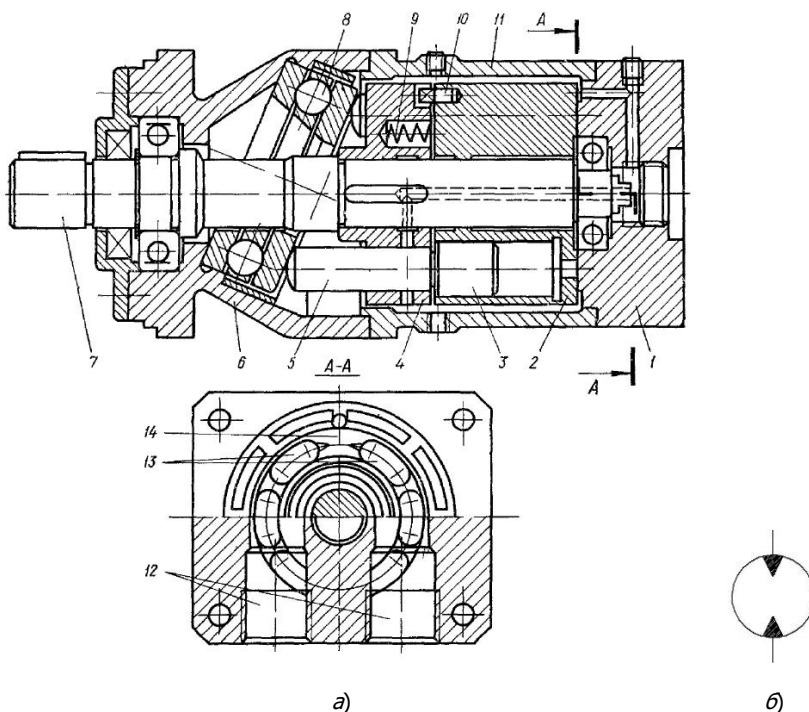


Рис.3.10. Гидравлическая объемная машина с наклонным диском:  
а – конструкция гидромотора типа Г-15; б – условное обозначение

Благодаря этому блок цилиндров разгружен от радиальных составляющих сил давления жидкости со стороны поршней. На выходном валу 7 блок цилиндров центрируется только узким пояском, что позволяет ему самоустанавливаться по плоскости распределения. Первоначальный поджим блока цилиндров к распределителю осуществляется при помощи трех пружин 9, а во время работы – силами давления жидкости на торцевые поверхности цилиндров блока. Наружные утечки из корпуса 11 отводятся через дренажное отверстие. Выходной вал установлен на шарикоподшипниках, задний из которых расположен в крышке 1, выполняющей роль распределительного диска узла торцевого распределения 14. Высокое удельное

давление в месте контакта сферических поверхностей толкателей и упорного шарикоподшипника ограничивает допустимое номинальное давление в таких гидромоторах до  $p = 6,3$  МПа.

Когда жидкость через отверстия в задней крышке 13 и узел торцевого распределения подводится под высоким давлением из напорной гидромагистральной в рабочие камеры, на толкателях 5 возникают радиальные силы, которые создают вращающий момент на направляющей 4 и вращают выходной вал 7.

Рассмотрим теперь гидромашину с наклонным блоком на примере аксиально-поршневого насоса типа ПР (рис.3.11).

Регулируемый аксиально-поршневой насос с наклонным блоком цилиндров и двойным несиловым карданом состоит из основного насоса, вспомогательного пластинчатого насоса подпитки, фильтра, предохранительных клапанов основного и вспомогательного насосов, смонтированных внутри корпуса 12 коробчатой формы. Внутренняя полость корпуса используется как резервуар рабочей жидкости.

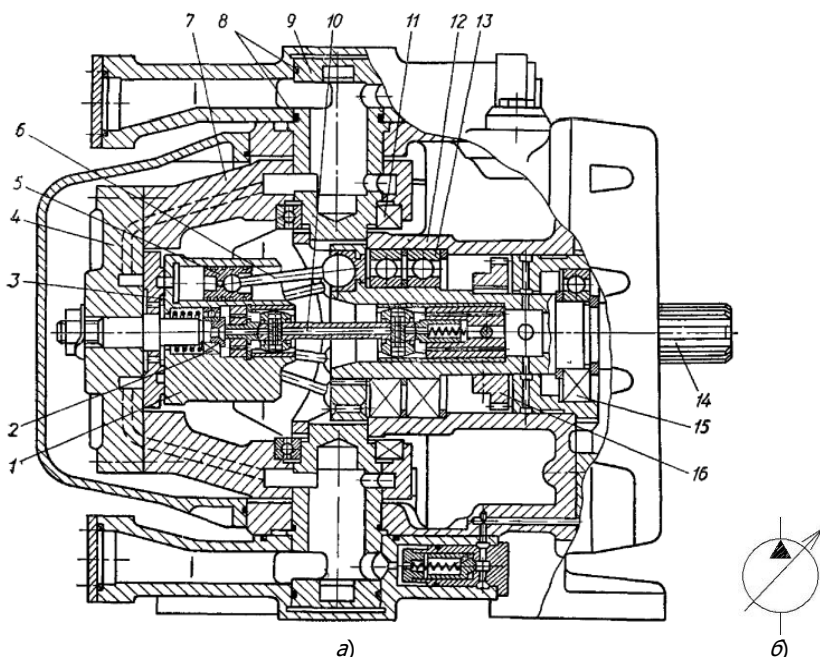


Рис.3.11. Гидравлическая объемная машина с наклонным блоком цилиндров: а – конструкция аксиально-поршневого насоса типа ПР; б – условное обозначение

В центральной части корпуса на двух опорных подшипниках 13 и 15 установлен приводной вал 14, передающий вращение через двойную карданную передачу 10 блоку цилиндров 1 и через шестерню 16 – вспомогательному насосу. В цилиндрических отверстиях блока размещены бронзовые поршни 5, связанные через шатуны 6 с фланцем приводного вала.

Блок цилиндров посажен на подшипник 2 и своим торцом опирается на распределитель 3, который прилегает к крышке 4 люльки 7. Люлька поворачивается вокруг вертикальной оси на подшипниках 11, которые насажены на полые цапфы 9. Сопряженные поверхности люльки и цапф уплотнены кольцами 8. Люлька может поворачиваться вокруг вертикальной оси на угол  $\gamma = \pm 30^\circ$ . Рабочая жидкость к узлу торцевого распределения подводится через сверления в цапфе 9 и люлке 7.

При вращении приводного вала 14 насоса по направлению часовой стрелки через карданную передачу 10 приводится в движение блок цилиндров 1. Поскольку люлька 7 установлена под углом  $\gamma$  к оси приводного вала, поршни 5, вращаясь вместе с блоком, совершают возвратно-поступательные движения относительно блока. Жидкость всасывается в рабочие камеры через серповидное окно и выдавливается из рабочих камер. В момент, когда объем рабочих камер максимальный и минимальный, они заперты, так как их осевые отверстия на торцевой поверхности блока располагаются на перемычках между серповидными окнами.

Рассмотрим методику расчета основных параметров аксиальных гидромашин.

При повороте приводного вала 14 на  $180^\circ$  поршень переместится на величину  $h = D_6 \operatorname{tg} \gamma$ , а рабочий объем аксиально-поршневой машины

$$q = z \frac{\pi d^2}{4} D_6 \operatorname{tg} \gamma = z \frac{\pi d^2}{4} D_d \operatorname{tg} \gamma, \quad (3.12)$$

где  $z$  – число цилиндров;  $D_6$  – диаметр блока по осям цилиндров, м;  $D_d$  – диаметр упорного диска по осям сферических головок шатунов, м;  $d$  – диаметр поршня, м.

Подача аксиально-поршневого насоса аналогична подаче радиально-поршневого насоса и может быть определена по выражению:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} \frac{D_6}{2} \omega \operatorname{tg} \gamma \sum_n \sin \alpha_i, \quad (3.13)$$

где  $\omega$  – угловая скорость вращения приводного вала,  $\text{мин}^{-1}$ ;  
 $\sum_n \sin \alpha_i$  – суммарный угол поворота поршней.

Из простых геометрических построений для четного числа цилиндров в одном ряду и текущего угла  $\alpha_i$  поворота первого поршня при  $0 \leq \alpha_i \leq 2\pi/z$  определяют

$$\sum_n \sin \alpha_i = \frac{\cos(\pi/z - \alpha_i)}{\sin(\pi/z)}; \quad (3.14)$$

$$\sum_n \sin 2\alpha_i = 0, \quad (3.15)$$

для нечетного числа цилиндров

$$\sum_n \sin \alpha_i = \frac{\cos(\pi/z - \alpha_i)}{2 \sin(\pi/2z)}; \quad (3.16)$$

$$\sum_n \sin 2\alpha_i = \frac{\sin(2\alpha_i - \pi/z)}{2 \cos(\pi/z)}. \quad (3.17)$$

Коэффициент неравномерности подачи при четном числе цилиндров находят по зависимости:

$$\sigma_q = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\max}} \approx 5/z^2, \quad (3.18)$$

а при нечетном

$$\sigma_n = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\max}} \approx 1,25/z^2, \quad (3.19)$$

где  $Q_{\max}$ ,  $Q_{\min}$  – максимальное и минимальное значения геометрической подачи.

Поскольку амплитуда колебаний подачи при  $z$  четном значительно больше, а частота в два раза меньше, чем при  $z$  нечетном, аксиально-поршневые насосы строят с нечетным числом цилиндров, которые принимают равным  $z=7, 9, 11$ .

Для аксиально-поршневого гидромотора мгновенное значение момента находят по формуле:

$$M = \frac{\pi d^2}{4} \Delta p \frac{D_6}{2} \operatorname{tg} \gamma \sum_n \sin \alpha_i, \quad (3.20)$$

где  $\Delta p$  – перепад давления в подводящей и отводящей гидролиниях гидромотора, Па.

Поскольку вращающий момент гидромотора содержит переменную составляющую  $\sum_n \sin \alpha_i$ , такую же, как и геометрическая

подача аксиально-поршневого насоса, все, что характерно для изменения геометрической подачи насоса, относится и к изменению вращающего момента гидромотора.

Минимальный вращающий момент, принимаемый равным пусковому моменту гидромотора, определяется по формуле:

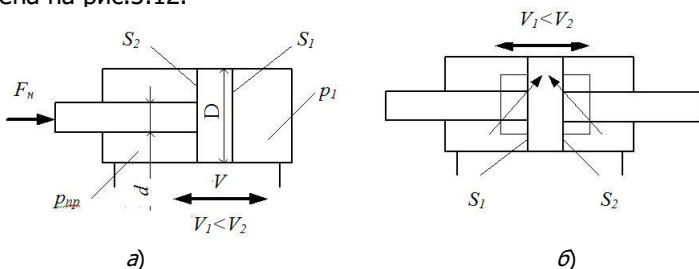
$$M_{\min} = \frac{\pi d^2}{4} \Delta p \frac{D_6}{4} \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg} \left( \frac{\pi}{2z} \right). \quad (3.21)$$

Аксиально-поршневые гидромашины с наклонным блоком по сравнению с машинами с наклонным диском имеют более высокий КПД, всасывающую способность, допускают большую максимальную и меньшую минимальную частоты вращения, особенно при страгивании и работе в режиме гидромотора [13].

В то же время они уступают гидромашинам с наклонным диском в габаритных размерах и массе, имеют большую трудоемкость при изготовлении и меньшую долговечность.

### 3.2.5. Гидроцилиндры

Гидроцилиндры – это простейшие по конструкции объемные гидромашины, предназначенные для выполнения линейных движений, а в сочетании с преобразующими механическими передачами типа «шестерня – рейка» или «винт – гайка» и для угловых перемещений. Классификация конструктивных схем гидроцилиндров представлена на рис.3.12.



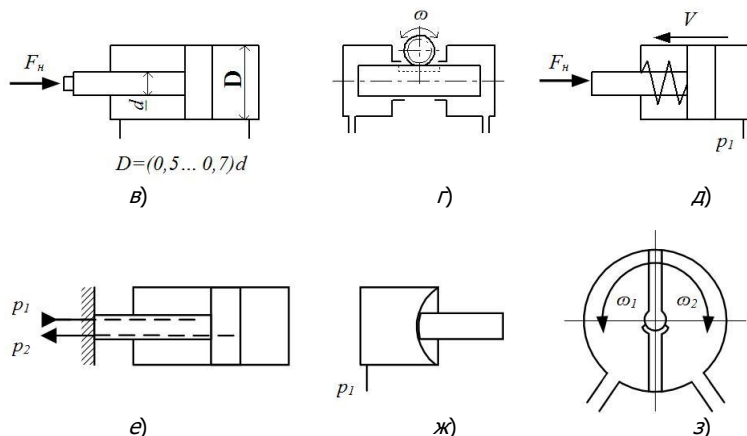


Рис.3.12. Поршневые исполнительные механизмы: *а* – одноштоковый (несимметричный) двухстороннего действия; *б* – двухштоковый (симметричный) двойного действия с торможением в конце хода; *в* – с утолщенным штоком; *г* – плунжерный; *д* – одностороннего действия; *е* – с закрепленным штоком; *ж* – мембранный; *з* – поворотный (моментный)

Различают цилиндры одно- и двухстороннего действия (рис.3.12, *д* и 3.12, *а* соответственно).

Цилиндры двухстороннего действия выполняются с одинарным (одноштоковым) (рис.3.12, *а*), либо двойным (двухштоковым) штоком (рис.3.12, *б*).

В цилиндрах двухстороннего действия рабочая жидкость попеременно подводится в каждую из полостей, обеспечивая скорость прямого  $v_1$  и обратного  $v_2$  хода. В цилиндрах одностороннего действия жидкость подводится в одну из полостей, обеспечивая  $v_1$ , обратное движение  $v_2$  осуществляет позиционная нагрузка (сжатая пружина или вес перемещаемых объектов при вертикальном расположении цилиндра).

Цилиндры двухстороннего действия могут выполняться с утолщенным штоком (рис.3.12, *в*). Равенство скоростей прямого и обратного хода может быть обеспечено дифференциальной схемой подключения гидроцилиндра, заключающейся в том, что в заданный момент обе полости соединяются между собой и с напорной гидролинией, а слив перекрывается.

Для получения равного соотношения скоростей в обе стороны перемещения штока принимают  $D_{шт}=0,3D$ .

Приведенные на рис.3.12, *а-г* схемы выполнены с подвижным штоком, соединяемым с целевыми механизмами ТО.

Часто из конструктивных соображений подвижным элементом цилиндра принимают гильзу, а шток закрепляют (рис.3.12, *е*).

Для получения угловых перемещений выходного звена применяют поворотные цилиндры двух исполнений: на рис.3.12, *г* – плунжерный цилиндр, соответствующий линейному перемещению штока на угол поворота  $\varphi = 2\pi$ ; на рис.3.12, *з* – показан цилиндр

неполноповоротный (моментный или лопастный)  $\varphi_{\max} = 270^\circ$ . Для осуществления малых перемещений применяют мембранные гидроцилиндры (рис.3.12, *ж*).

Конструкция гидроцилиндра зависит в основном от его назначения [7]. Неважно, где гидроцилиндры находят свое применение – в станках, различных механизмах, гидротехническом строительстве с использованием стальных конструкций, в сталелитейном производстве или других случаях – для всех подобных задач созданы подходящие конструкции.

Типовая конструкция гидроцилиндра стыкового исполнения для станочного оборудования приведена на рис.3.13.

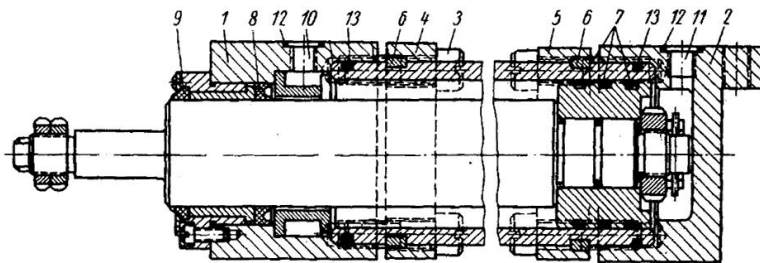


Рис.3.13. Конструкция гидроцилиндра стыкового монтажа

Крышки 1 и 2 квадратного сечения прикреплены болтами 3 к квадратным фланцам 4 и 5, которые удерживаются на гильзе полукольцами 6. Поршень уплотнен чугунными поршневыми кольцами 7, а шток – манжетой 8. Манжета 9 предназначена для очистки штока от грязи при его втягивании в цилиндр.

Цилиндр крепится к силовому узлу снизу и соединяется с трубопроводом силового узла через отверстия 10 и 11, уплотненные

кольцами круглого сечения 12. Соединения гильзы и крышек цилиндра уплотняются резиновыми кольцами круглого сечения 13.

Рассмотрим наиболее распространенный гидроцилиндр возвратно-поступательного движения, двухстороннего действия с односторонним штоком. 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.3.14). По основным параметрам можно определить следующие зависимости.

1) Площадь поршня  $S_1$  в поршневой полости 1 и в штоковой  $S_2$  полости 2 соответственно составляют:

$$S_1 = \frac{\pi D^2}{4}, \quad (3.22)$$

$$S_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}. \quad (3.23)$$

2) Усилие, развиваемое штоком гидроцилиндра при его выдвижении и втягивании соответственно:

$$F_{в.н1} = S_1 p_1 k_{тр}, \quad (3.24)$$

$$F_{в.н2} = S_2 p_2 k_{тр}, \quad (3.25)$$

где  $k_{тр}=0,9-0,98$  – коэффициент, учитывающий потери на трение.

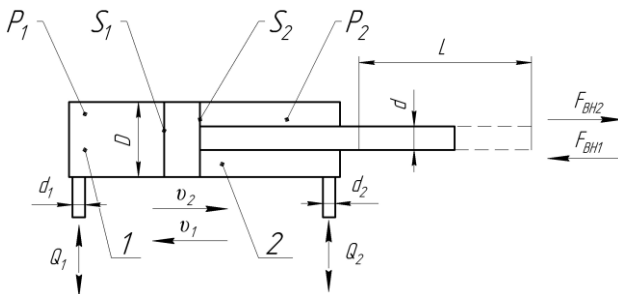


Рис.3.14. Расчетная схема одностокового гидроцилиндра

3) Скорость перемещения поршня:

$$v_1 = \frac{4Q_1}{\pi D^2}, \quad (3.26)$$



$$v_2 = \frac{4Q_2}{\pi(D^2 - d^2)}. \quad (3.27)$$

Наиболее часто требуется выполнить расчеты гидроцилиндра на прочность [8]. Прочностными расчетами определяют толщину стенок цилиндра, толщину крышек (головок) цилиндра, диаметр штока, диаметр шпилек или болтов для крепления крышек.

В зависимости от соотношения наружного  $D_n$  и внутреннего  $D$  диаметров цилиндры подразделяют на толстостенные и тонкостенные. Толстостенными называют цилиндры, у которых  $D_n/D > 1,2$ , а тонкостенными – цилиндры, у которых  $D_n/D < 1,2$ .

Толщину стенки однослойного толстостенного цилиндра определяют по формуле:

$$\delta = \frac{p_y d}{2[\sigma]}, \quad (3.28)$$

где  $p_y$  – условное давление, равное  $(1,2-1,3)p$ , Па;  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение на растяжение, Па.

Для тонкостенного цилиндра толщина его гильзы находится из формулы:

$$\delta = \frac{p_y}{2,3[\sigma] - p_y}. \quad (3.29)$$

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

Толщину крышки цилиндра определяют по формуле:

$$\delta_k = 0,433 d_k \sqrt{\frac{p_y}{[\sigma]}}, \quad (3.30)$$

где  $d_k$  – диаметр крышки.

Диаметр штока, работающего на растяжение и сжатие, находим соответственно:

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]}}, \quad (3.31)$$

$$d = D \sqrt{\frac{F}{[\sigma_c]}}, \quad (3.32)$$

где  $F$  – нагрузка на штоке, Н;  $[\sigma_p]$  и  $[\sigma_c]$  – допускаемые напряжения на растяжение и сжатие штока, Н/м².

Шток, длина которого больше 10 диаметров, работающий на сжатие, рассчитывают на продольный изгиб по формуле Эйлера:

$$\frac{F}{f} < \sigma_{кр}, \quad (3.33)$$

где  $\sigma_{кр}$  – критическое напряжение при продольном изгибе, Н/м<sup>2</sup>;

$f$  – площадь поперечного сечения штока, м<sup>2</sup>.

Диаметр болтов для крепления крышек цилиндров определяют из выражения:

$$d_6 = D \sqrt{\frac{p}{1,2n[\sigma_p]}}, \quad (3.34)$$

где  $n$  – число болтов.

Приведенная методика расчета применима для одноштоковых цилиндров двухстороннего и одностороннего действия.

При большой скорости движения штоков гидроцилиндров в конце хода могут произойти удары. Для демпфирования штока (рис.3.15) в крышке 2 устанавливают дроссель 3 и обратный клапан 4. Двигаясь слева направо, поршень 1 входит в конце хода выступом Б с гарантированно малым зазором в центральное отверстие крышки.

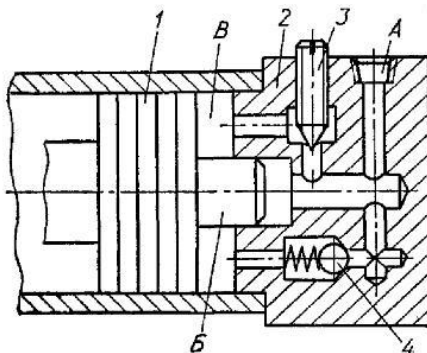


Рис.3.15. Схема демпфирования штока гидроцилиндра в конце хода

Жидкость из полости В может выдавливаться в выходное отверстие А только через дроссель 3, настройкой которого устанавливают заданные параметры торможения. При реверсе жидкость из отверстия А попадает в полость В через обратный клапан 4.

### 3.2.6. Гидроаккумуляторы

Гидроаккумуляторы – устройства, основное назначение которых – накопление (аккумулирование) находящейся под давлением рабочей жидкости и последующая отдача ее потребителю [7, 31]. Применение гидроаккумуляторов вызвано необходимостью обеспечить нормальное функционирование гидравлических систем:

- для компенсации потерь рабочей жидкости вследствие утечек в гидроприводе;
- сглаживания пульсаций подачи насоса (рис. 3.16);
- обеспечения работы в аварийных ситуациях (например, при выходе из строя насосной установки);
- гашения опасного увеличения давления, например при гидравлическом ударе, т.е. для так называемого демпфирования (сглаживания) колебаний давления в гидросистеме.

Гидроаккумулятор представляет собой емкость, в которой под давлением находится жидкость. Это давление может создаваться различными способами: с помощью груза, сжатой пружины, сжатого газа (см. рис.3.16).

*Грузовые гидроаккумуляторы* (рис.3.16, а) обычно используются в стационарных установках большой мощности, работающих на воде или водных эмульсиях.

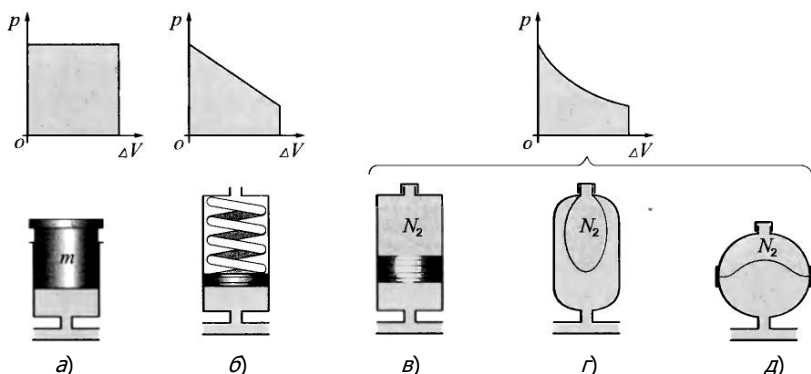


Рис.3.16. Схемы конструкций аккумуляторов: а – грузовой; б – пружинный; в – гидропневматический с поршнем; г – гидропневматический с эластичным баллоном; д – гидропневматический с мембраной

Конструкция состоит из цилиндра с поршнем и воздействующего на поршень груза  $G$ . Масса груза неизменна, и поэтому такие

гидроаккумуляторы обеспечивают постоянство давления жидкости в накопителе (цилиндре), которое можно найти из зависимости:

$$p = \frac{G}{F}, \quad (3.35)$$

где  $F$  – площадь поршня,  $\text{м}^2$ .

В силу конструктивных особенностей такие гидроаккумуляторы устанавливают только вертикально.

*Пружинные гидроаккумуляторы* (рис.3.16, б) находят применение для работы при сравнительно небольшом расходе жидкости, невысоком давлении (до 2 МПа) и низкой температуре окружающей среды.

Пружинный гидроаккумулятор представляет собой поршень, нагруженный пружинами, поэтому давление в полости цилиндра меняется в зависимости от их деформации:

$$p = \frac{P_{\text{пр}}}{F} = \frac{ch}{F}, \quad (3.36)$$

где  $P_{\text{пр}}=ch$  – усилие развиваемое пружиной, Н;  $c$  – жесткость пружины,  $\text{Н/м}^2$ ;  $h$  – сжатие (ход) пружины, м.

Если назначены минимальное  $p_{\text{min}}$  и максимальное  $p_{\text{max}}$  давление, которое должна иметь жидкость в гидроаккумуляторе, то характеристики пружины можно рассчитать по формуле:

$$ch = (p_{\text{max}} - p_{\text{min}})F. \quad (3.37)$$

Соответственно, максимальный объем жидкости, накапливаемый в аккумуляторе, определяется как

$$V_{\text{max}} = F \cdot h = (F^2/c)(p_{\text{max}} - p_{\text{min}})F. \quad (3.38)$$

В настоящее время пружинные и грузовые гидроаккумуляторы используются только в специальных случаях и в промышленности практически не применяются.

Гидропневматический аккумулятор (рис.3.16, в-д) в общем случае представляет собой сосуд, наполненный сжатым газом и подсоединенный к напорной линии гидропривода. Под действием давления в гидрولينии жидкость частично заполняет сосуд, при этом забираемый газом объем уменьшается, а давление газа возрастает. Давление газа будет возрастать до тех пор, пока оно не уравнивается давлением рабочей жидкости в напорной линии.

Непосредственный контакт газа с жидкостью нежелателен, поскольку газ будет растворяться в жидкости и окислять ее. Поэтому между жидкостью и сжатым газом в гидроаккумуляторах располагают разделитель: поршень (рис.3.16, в), эластичный баллон (рис.3.16, г)

или мембрану (рис.3.16, *д*). В зависимости от конструкции разделителя аккумуляторы и называют соответственно поршневыми, баллонными или мембранными.

Мембранные гидроаккумуляторы (рис.3.16, *г, д*) используются в системах с малым расходом, например, для уменьшения уровня вибрации и снижения пульсаций в гидрелиниях. Пространственное положение мембранных и баллонных аккумуляторов может быть любым.

Поршневой пневмогидроаккумулятор типа АРХ состоит из стальной гильзы 1, двух крышек 2 и поршня 3 (рис.3.17). Крышки и поршень уплотнены резиновыми 4 и защитными 5 кольцами, а также прямоугольными уплотнителями 6. Крышки крепятся к гильзе разрезными кольцами 7 и фланцами 8. Для надежной герметизации поршня на его внешней поверхности проточен паз Б, который при сборке заполняется жидкостью.

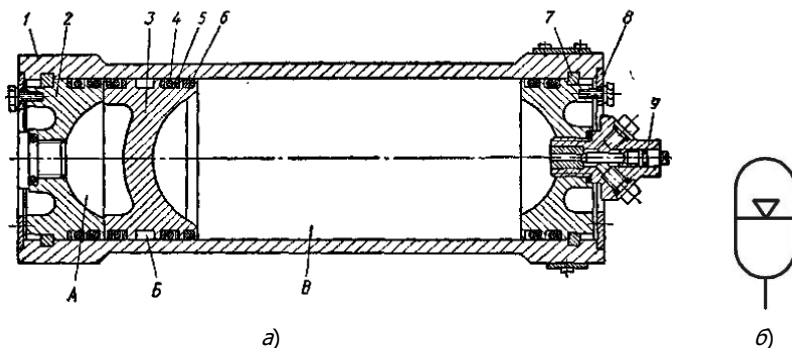


Рис.3.17. Пневмогидроаккумулятор типа АРХ:  
а – конструкция; б – условное обозначение

Полость А соединена с гидросистемой и является накопителем жидкости. Полость В заполняется (заряжается) газом через клапан 9 до давления зарядки, которое равно минимальному давлению жидкости, отдаваемой гидроаккумулятором в систему. Накопление жидкости в полости А происходит в период пауз потребителей. При этом жидкость перемещает поршень 3 и сжимает газ в полости В. Когда расход жидкости потребителями возрастает и давление в системе падает, жидкость из аккумулятора под давлением газа выталкивается в систему.

Аккумуляторы данного типа рассчитаны на номинальное давление 16 или 32 МПа и температуру окружающей среды от –30 до +60 °С.

Предпочтительна вертикальная установка аккумуляторов (пневмоклапан сверху), в противном случае возможен повышенный износ.

Недостатками поршневых гидроаккумуляторов являются наличие сил трения между поршнем и цилиндром, а также возможность нарушения герметичности газовой камеры.

Поршневые гидроаккумуляторы обычно применяют в машинах с большим расходом рабочей жидкости (рис.3.18). Пространственное положение аккумуляторов может быть любым, однако вертикальная установка является предпочтительной.

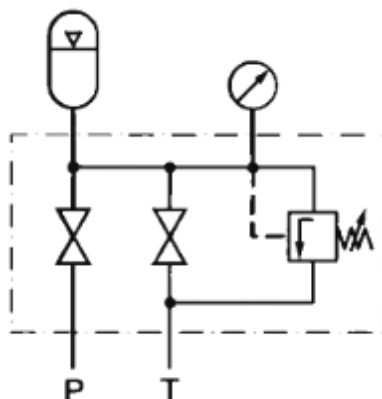


Рис.3.18. Схема блока управления гидроаккумулятором

Газовая камера аккумуляторов заряжается техническим азотом (ГОСТ 9293). Подключение жидкостной камеры к гидросистеме допускается только после зарядки. Номинальная тонкость фильтрации рабочей жидкости не менее 40 мкм (80 мкм для АПГ-Т).

Давление газа и, следовательно, давление жидкости в гидроаккумуляторе, изменяется в соответствии с уравнением:

$$pV^n = \text{const}, \quad (3.39)$$

где  $p$  – давление газа, МПа;  $V$  – объем газа, м<sup>3</sup>;  $n$  – показатель адиабаты.

При медленном изменении давления в гидросистеме процесс сжатия газа близок к изотермическому ( $n=1$ ), когда осуществляется

полный теплообмен с окружающей средой. Когда изменение объема газа происходит очень быстро, без теплообмена с окружающей средой, говорят об адиабатическом процессе изменения состояния газа ( $n=1,4$ ). На практике работа аккумулятора сопровождается политропным изменением состояния газа ( $1 < n < 1,4$ ).

Обычно в гидросистеме аккумуляторы используются вместе с блоком управления, посредством которого осуществляется подключение-отключение аккумулятора, настройка и визуализация величины давления рабочей жидкости в нем (рис.3.19).

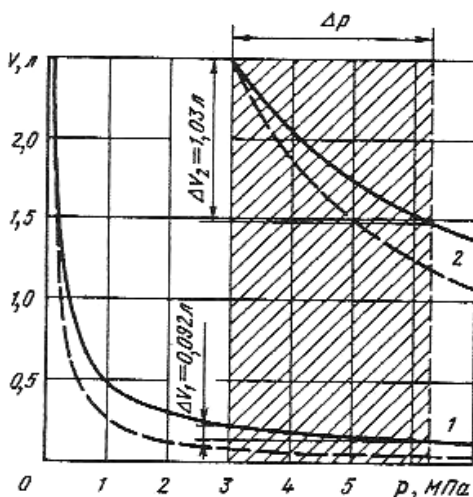


Рис.3.19. Диаграмма рабочего процесса аккумулятора

Рассмотрим работу двух аккумуляторов с одинаковой вместимостью 2,5 л при резком падении рабочего давления от 6,3 до 3 МПа. Первый из них предварительно заполнен газом при атмосферном давлении, второй предварительно заполнен газом при давлении 3 МПа. Кривые адиабатического процесса для рассматриваемых случаев приведены на рис.3.19 (штриховые линии – кривые изотермического процесса).

При изменении рабочего давления  $\Delta p$  изменение объема  $\Delta V_2$  газовой среды для первого аккумулятора (кривая 2 на рис.3.19) в 11,2 раза больше, чем  $\Delta V_1$  для второго (кривая 1 на рис.3.19), следовательно, работа аккумулятора с предварительной зарядкой сжатым газом более эффективна [38].

Для расчета гидроаккумуляторов необходимо знать следующие параметры:

$P_0$  – давление зарядки гидроаккумулятора;

$p_1$  – минимальное рабочее давление;

$p_2$  – максимальное рабочее давление;

$V_0$  – эффективный объем газа;

$V_1$  – объем газа при минимальном давлении;

$V_2$  – объем газа при максимальном давлении;

$p_2/P_0$  – максимально допустимое отношение давлений;

$V_1-V_2$  – полезный объем гидроаккумулятора.

Рассчитывая пневмогидравлический аккумулятор, определяют конструктивные размеры его емкостей, допустимый диапазон рабочего давления, а также напряжения в опасных сечениях емкости.

Накопление и возврат жидкости пневмогидравлическим аккумулятором сопровождаются изменением состояния газа, заключенного в соответствующих камерах. Как свидетельствует опыт, из известных пяти процессов изменения состояния газа в расчетах газогидравлических аккумуляторов можно принимать во внимание изотермический, адиабатический или политропный, так как они учитывают реальные условия работы устройств. Однако изотермические и адиабатические превращения в газовых камерах относятся к предельным случаям. Правильно было бы считать эти превращения политропными [25].

Как известно из газодинамики, внешняя работа, выполняемая газом при политропном процессе, определяется зависимостью:

$$A_n = \frac{P_0 V_0}{n-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_0}{p_1} \right)^{(n-1)/n} \right], \quad (3.40)$$

где  $p_0$  – начальное давление, Па;  $p_1$  – конечное максимальное давление, Па;  $V_0$  – начальный объем газа, м<sup>3</sup>;  $n$  – показатель политропы.

Максимальное значение работа газа  $A_n$  будет иметь при соотношении

$$\frac{p_0}{p_1} = \left( \frac{n}{2n-1} \right)^{n/(n-1)}. \quad (3.41)$$

В свою очередь, показатель политропы  $n$  процесса расширения или сжатия газа, влияющий на значение полезной работы аккумулятора, зависит от длительности процессов зарядки (разрядки)



устройства жидкостью, температуры окружающей среды, отношения  $p_0/p_1$ , а также от других факторов.

Для предварительных расчетов рекомендуется назначать  $n=1,405$ , если процесс зарядки (разрядки) аккумулятора происходит в течение  $t=30-60$  с и  $n=1,3$  при  $t=60-90$  с.

На рис.3.20 показана схема применения аккумулятора для удержания давления в замкнутом контуре и в качестве компенсатора утечек. При подходе штока к упору возрастает давление в цилиндре 5, аккумуляторе 6, насосе 1, при достижении давления  $p_k$  сработает клапан 2, пропуская жидкость от насоса в фильтр и бак. С этого момента давление в рабочей полости цилиндра через распределитель 4 поддерживается аккумулятором 6, а насос почти полностью разгружается. Обратный клапан 3 отключает насос от аккумулятора и цилиндра. С падением давления в аккумуляторе ниже давления, на которое настроена пружина клапана 2, насос автоматически подключается к рабочему контуру, заряжая аккумулятор до давления  $p_k$ .

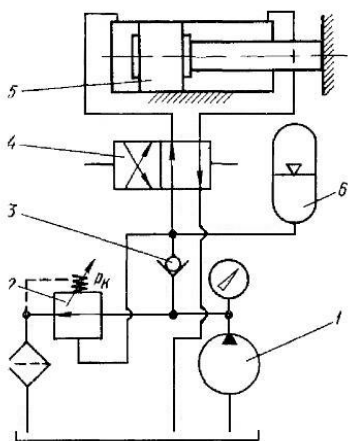


Рис.3.20. Схема применения пневмогидроаккумулятора для удержания заданного давления при разгрузке

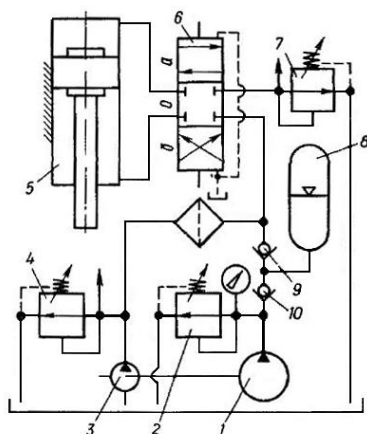


Рис.3.21. Схема применения пневмогидроаккумулятора для обеспечения быстрого подвода гидропривода

На рис.3.21 приведена система с аккумулятором, который подключается к цилиндру только для ускоренного хода. Во время рабочих перемещений поршня в цилиндре 5 жидкость подается к

цилиндру через распределитель 6 только от насоса 3 меньшей подачи, давление в котором контролируется клапаном 4. Для стабилизации давления на входе распределителя 6 установлен клапан 7.

Обратный клапан 9 закрыт и от насоса 1 через обратный клапан 10 происходит зарядка аккумулятора 8 до величины настройки клапана низкого давления 2. При холостом ходе поршня в цилиндре жидкость поступает к цилиндру одновременно от двух насосов (1 и 3) и аккумулятора. Использование объема жидкости, заключенного в аккумуляторе, дает возможность установить в системе насосы с меньшей суммарной подачей.

### **3.3. Устройства регулирования силовых и кинематических характеристик гидравлических передач**

Регулирующие устройства (РУ) предназначены для изменения или поддержания на заданном уровне давления или расхода рабочей среды и, как следствие, – развиваемой силы и скорости движения исполнительных механизмов.

Основой обобщенной конструктивной схемы РУ и управляющих устройств (УУ) является запорно-регулирующий элемент, при перемещении которого частично или полностью перекрывается проходное сечение, пропускающее поток рабочей среды. По конструктивному исполнению этого элемента (ГОСТ 17752-81) [1] все устройства разделяют на золотниковые, крановые, клапанные, незолотниковые (сопло-заслонка, струйная трубка, струйные элементы).

#### **3.3.1. Клапаны давления. Классификация, функциональные возможности. Уравнения настройки. Типовые примеры применения**

В устройствах клапанного типа (рис.3.22, а) величина открытия проходного сечения изменяется от воздействия рабочей среды, проходящей через устройство. В остальных устройствах (неклапанного типа) проходные сечения изменяются под воздействием внешнего усилия (от копира, электромагнита, управляющего потока рукоятки и др.). Устройство клапанного типа, или просто клапан (рис.3.22, б), может иметь, например, золотниковый запорно-регулирующий элемент. Довольно часто распределительное устройство выполняется с запорно-регулирующим элементом клапанного типа.

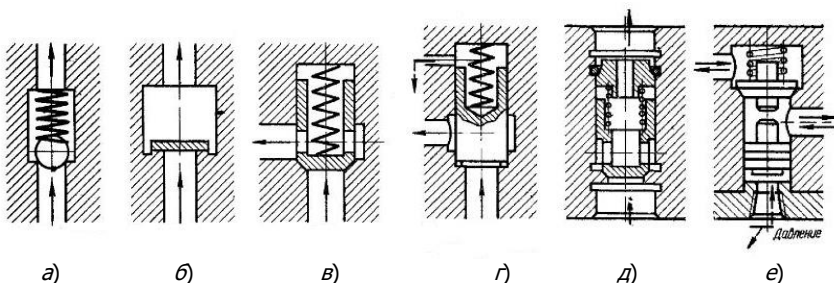


Рис.3.22. Конструкции обратных клапанов: *а* – шарового; *б* – плоского; *в* – конического; *г* – гидрозамок; *д* – встраиваемый; *е* – с гидроуправлением

Устройства, управляемые изменяемым внешним силовым воздействием на запорно-регулирующий элемент в целях получения заданного значения давления или расхода рабочей среды, называют регулируемыми.

Если проходное сечение и силовое воздействие на запорно-регулирующий элемент могут быть изменены извне только в нерабочем состоянии гидроаппарата, устройство называют настраиваемым.

При разработке гидравлических устройств широко используется поэлементный принцип построения [8, 13], заключающийся в том, что более сложные устройства создают на базе простейших, объединяя их в одной схеме и конструкции. Так, простейший элемент гидропривода – дроссель может работать самостоятельно, но может входить и как элемент в конструкцию клапана (клапаны непрямого действия) или распределителя (направляющий распределитель с гидроуправлением). Клапан может входить в конструкцию регулятора потока, распределителя [10, 29].

### 3.3.1.1. Клапаны обратные

Обратные клапаны – устройства, предназначенные для пропускания жидкости в одном направлении (см. рис.3.22). В зависимости от формы или конструкции запирающего элемента (затвора) клапаны бывают шаровые, тарельчатые, с коническим затвором или с затвором золотникового типа [31]. Во всех конструкциях, кроме клапана тарельчатого типа, затвор поджат к седлу пружиной, рассчитанной на преодоление сил трения и собственного веса затвора.

Если направление потока изменяется, то, помимо пружины, в конструкциях (рис.3.22, *а*) шаровых клапанов с коническим затвором

затвор плотно прижимается к седлу давлением жидкости, предотвращая обратный ток жидкости. Наилучшую герметичность при закрытом затворе создает сопряжение конусное или сферы и конуса. Встраиваемый клапан предназначен для установки в трубопровод (рис.3.22, *д*). Для надежной изоляции какого-либо контура гидросистемы применяются два, а иногда и три последовательно соединенных обратных клапана.

Обратный клапан с дистанционным управлением (рис.3.22, *е*) предназначен для пропускания жидкости в прямом и обратном направлениях. Обратное течение жидкости возможно только после принудительного подъема затвора золотником (рис.3.22, *е*) или плунжером (рис.3.22, *д*). Этот клапан широко применяют в гидравлических системах станков и прессов.

Конструкция обратного клапана стыкового монтажа мод. МКО представлена на рис.3.23. В корпус запрессовано седло 5, пружина 3 поджимает затвор 4, закрывается конструкция пробкой 1. При подаче жидкости в канал А, затвор 4 поднимается вверх, преодолевает силу пружины 3 и открывает проход жидкости в канал Б.

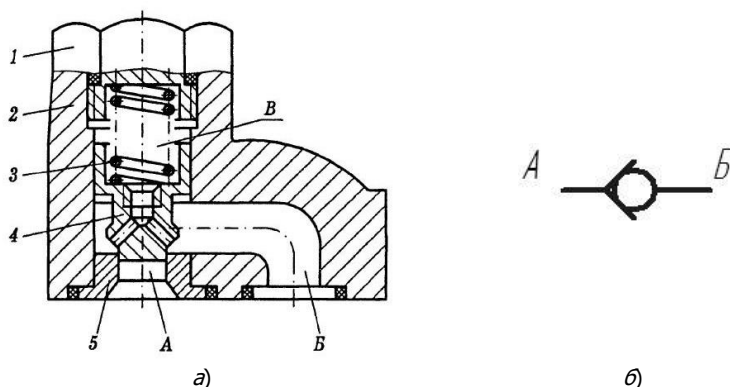


Рис.3.23. Обратный клапан: *а* – конструктивная схема; *б* – условное обозначение

Гидрозамок, в общем корпусе которого симметрично располагаются два обратных клапана шарового типа и плавающий золотник с толкателями, показан на рис.3.24. Полости А и В подключены к распределителю, а С и D к силовому цилиндру. При подводе жидкости под давлением к полости В одновременно открываются оба клапана: правый давлением жидкости, а левый толкателем золотника.

Шаровые клапаны будут также открыты при подводе жидкости под давлением к полости А .

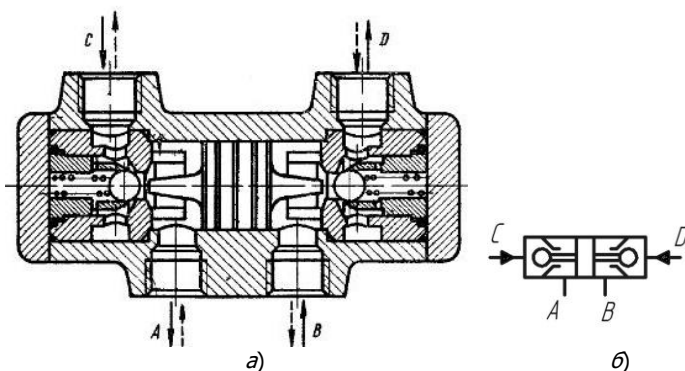


Рис.3.24. Гидрозамок двухстороннего действия:  
а – конструктивная схема; б – условное обозначение

В этих случаях гидрозамок не препятствует свободной циркуляции жидкости между распределителем и цилиндром. Но если давление в полостях А и В упадет, то шаровые клапаны закрываются, отделив при этом силовой цилиндр от распределителя.

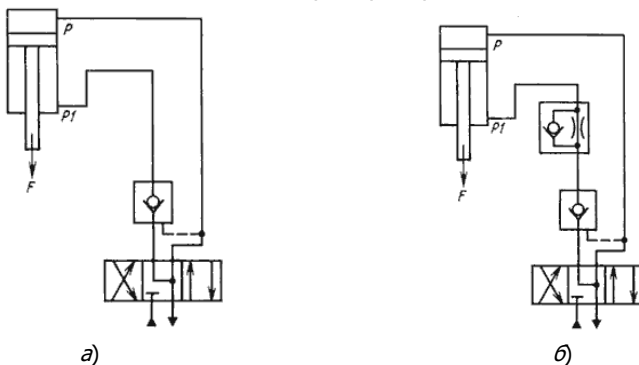


Рис.3.25. Схема установки одностороннего гидрозамка:  
а – без дросселя; б – с дросселем и обратным клапаном

Для исключения прерывистого движения рабочего органа под нагрузкой  $F$  и пульсации давления  $p$  применяют односторонние гидрозамки (рис.3.25).

### 3.3.1.2. Клапаны прямого действия

Характерным примером клапана прямого действия плунжерного типа являются устройства, представленные на рис.3.26. Это многофункциональное устройство, позволяющее предохранять систему от перегрузки, поддерживать постоянное, ограниченное по максимальной величине давление, обеспечивать требуемое подпорное давление, например, исключать самопроизвольное опускание поршня при вертикальном расположении цилиндра [19].

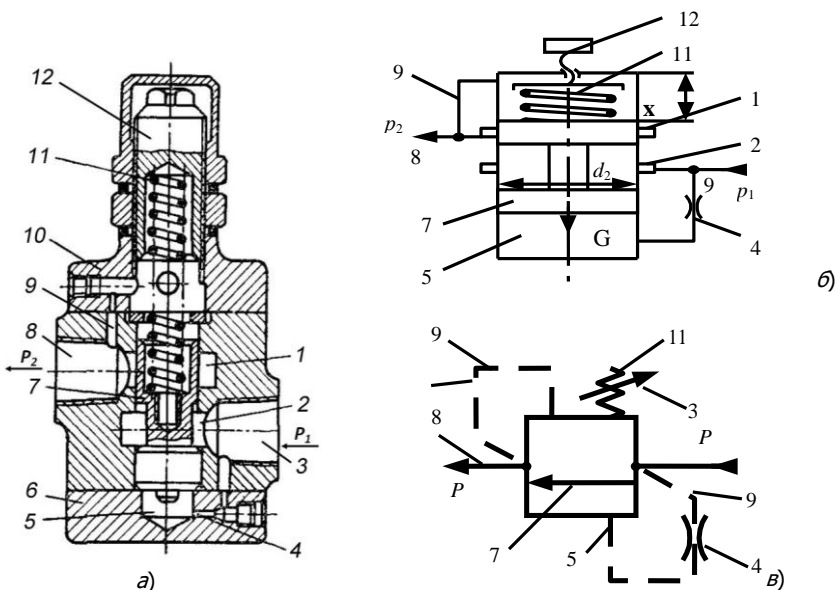


Рис.3.26. Напорный золотник: а – конструктивная схема; б – расчетная схема; в – условное обозначение

Клапаны прямого действия Г54-1 (рис.3.26, а) можно использовать и как распределитель с управляющим воздействием от давления.

Работа напорного золотника основана на принципе компенсации сил предварительно сжатой пружины 11 и давления жидкости, действующего на плунжер 7.

В общем случае уравнение равновесия плунжера имеет вид:

$$p_1 \frac{\pi d_3^2}{4} = cx + G \pm T, \quad (3.42)$$

где  $p_1$  – подводимое к золотнику давление, Па;  $d_3$  – диаметр плунжера, м;  $x$  – предварительное сжатие пружины, м;  $G$  – вес плунжера, Н;  $T$  – сила трения при перемещении золотника, Н.

Из уравнения (3.42) видно, что если усилие, создаваемое давлением  $p_1$  меньше усилия пружины 11, то плунжер будет прижат к крышке 6, а полости 1 и 2 разобщены. При повышении давления  $p_1$  в определенный момент плунжер 7 перемещается вверх и сообщает полости 1 и 8.

Рабочая жидкость проходит через напорный золотник, при этом в контролируемой магистрали поддерживается давление, соответствующее настройке пружины 11. Настройка пружины осуществляется регулировочным винтом 12.

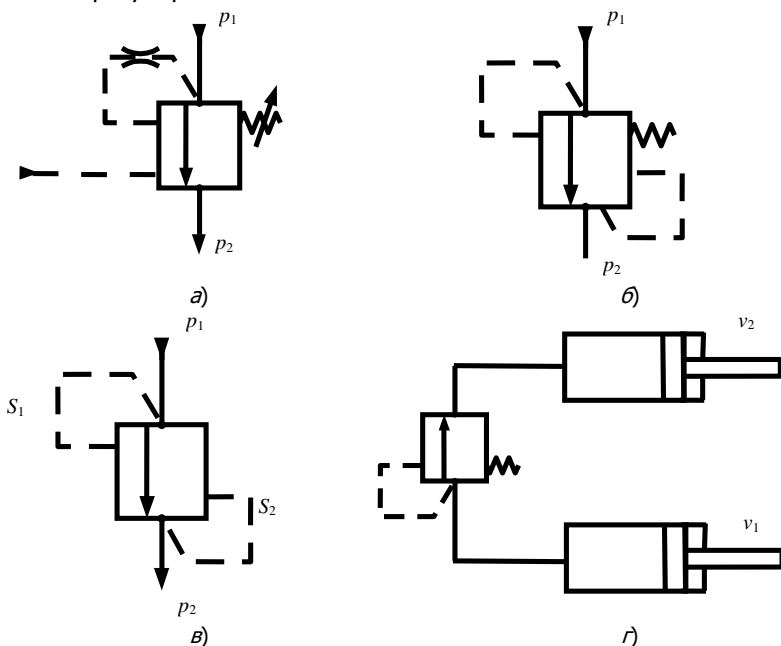


Рис.3.27. Примеры применения клапана прямого действия в гидropередачах: а – гидpоупpавляемый клапан; б – клапан pазности давлений ( $\Delta p = p_1 - p_2$ ); в – клапан соотношения давлений; г – клапан последовательности ( $v_1 \rightarrow v_2$ ); д – подпорный клапан ( $p_2 = p_n$ ); е – клапан разгрузки от нагрузки (начало)

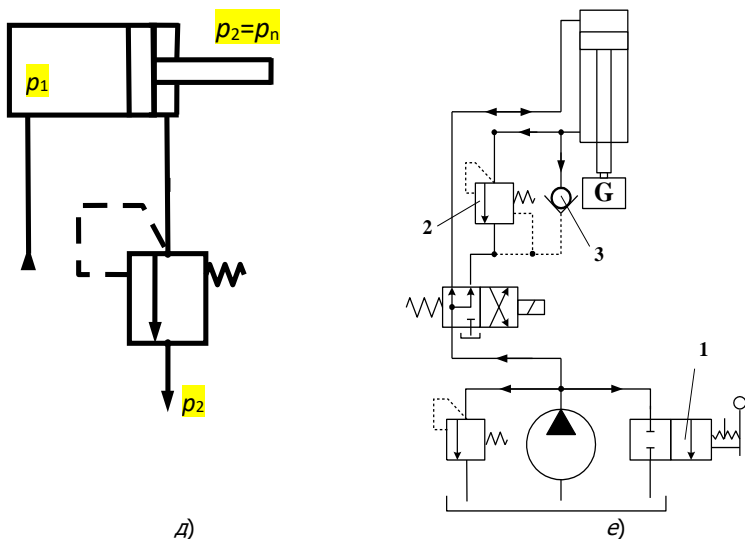


Рис.3.27. Окончание

Утечка жидкости через отверстия и канал 9 в верхней крышке 10 и корпусе отводится в бак. Для демпфирования колебаний золотника имеется отверстие 3 в крышке 6 в виде демпфера.

Недостаток схемы – значительные габариты устройства и особенно пружины при регулировании высокого давления. Поэтому напорные золотники типа Г54-1 применяют для давления  $p=2-3$  МПа.

Для дистанционного управления напорными золотниками каналы, сообщающие полости 2, 4, разъединяются поворотом крышки 6 на  $90^\circ$  и в ее отверстие 5 вместо пробки К 1/8" ввинчивается штуцер для подвода управляющего давления (рис.3.26, а). Другие примеры применения клапана прямого действия показаны на рис.3.27, а-е.

### 3.3.1.3. Предохранительный и редукционный клапаны непрямого действия

Аппарат типа Г52 (рис.3.28) предназначен для предохранения насоса от перегрузок и разгрузки насоса (под разгрузкой понимается автоматическое переключение подачи насоса в бак, где давление понижается до 0,1-0,2 МПа).

Предохранение насоса от перегрузок обеспечивается взаимодействием шарикового клапана 2 с переливным золотником 5. Жидкость из полости А, подключенной к насосу, через отверстие в корпу-



се 7 поступает в полость Г, а далее через демпферное отверстие в штуцере 6 и центральное отверстие в золотнике 5.

При закрытом шариковом клапане 2 переливной золотник 5 гидравлически уравновешен, а пружиной 4 (рассчитанной на преодоление сил трения) отжат в нижнее положение, отделяя полость А от полости Б. Если гидравлическая сила, действующая на шарик со стороны полости Д, окажется выше настройки пружины 1, то шариковый клапан откроется. С этого момента жидкость из полости Г через демпферное отверстие в полости Д, шариковый клапан и канал Е потечет на слив.

Демпфер, выполняя роль сопротивления, создает перепад давления между полостями Г и Д, и гидравлическое уравновешивание золотника 5 нарушится; под действием более высокого давления со стороны полостей Г и В золотник переместится вверх, сообщая полости А и Б.

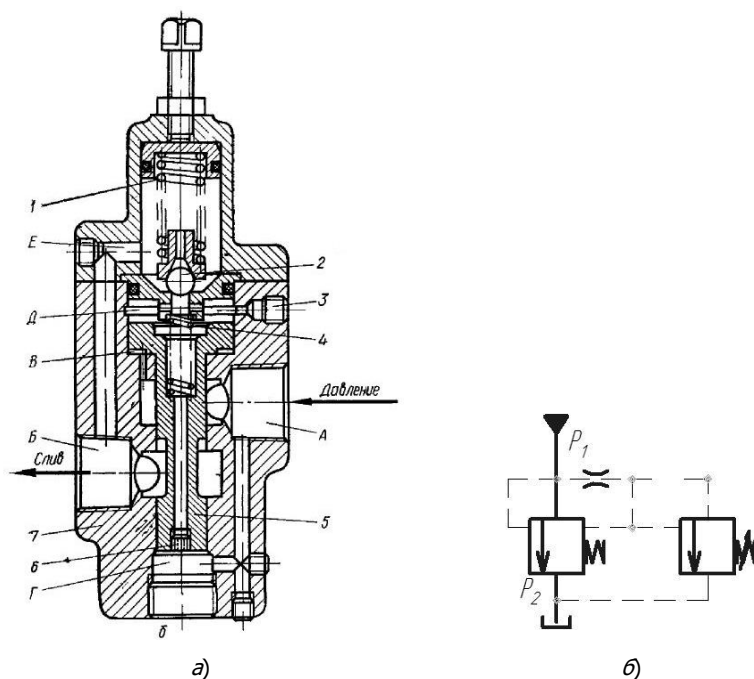


Рис.3.28. Предохранительный клапан Г52:  
а – конструктивная схема; б – условное обозначение

Когда жидкость течет из полости Д в полость Б, в полости А, а следовательно, и в насосе, сохраняется давление, соответствующее настройке пружины шарикового клапана. С уменьшением давления в насосе ниже настройки пружины 1 шариковый клапан закрывается; давление в полостях Г, Д и В уравнивается (так как поток жидкости через демпфер прекращается), а переливной золотник 5 под действием пружины 4 опускается, отделяя при этом полость подвода А от слива.

Таким образом, аппарат Г52, выполняя функцию предохранительного клапана, срабатывает эпизодически, только в моменты перегрузок насоса.

Если полость Д (II исполнение) соединить с баком через отверстие, заглушенное пробкой 3, то гидравлическое равновесие переливного золотника нарушается; он поднимается вверх, соединяя полости А и Б, а насос, подключенный к полости А, переводится на разгрузочный режим, т.е. на работу с пониженным давлением. Давление в насосе в этом случае составляет примерно 0,1-0,15 МПа.

*Редукционный клапан* (рис.3.29) в отличие от предохранительного реагирует и на повышение, и на уменьшение давления, стабилизируя его на выходе, когда от одного насоса питается несколько гидродвигателей (потребителей), работа которых происходит при различном давлении. Нередко в цилиндрах, предназначенных для операций зажима, фиксации и управления, давление должно быть меньше, чем в цилиндре механизма подачи.

Все детали редукционного клапана, кроме корпуса 2 и золотника 1, унифицированы с деталями клапана Г52. Жидкость от насоса подводится в полость А и далее через кольцевую щель Ж, частично перекрытую рабочей кромкой золотника 1, проходит в полость Б, которая подключена к потребителю, где необходимо поддерживать пониженное (редуцированное) давление. Полость Б через систему отверстий в корпусе и золотнике соединяется с полостями В, Г и Д. Из полости Д жидкость через обратный клапан направляется в бак.

При работе клапана жидкость в количестве до 0,8 л/мин постоянно отводится из полости Б на слив через малое отверстие (демпфер) в штуцере 5, полость Д и шаровой клапан, причем давление в полости Д из-за потерь в демпфере будет меньше давления в полостях Б, В и Г.

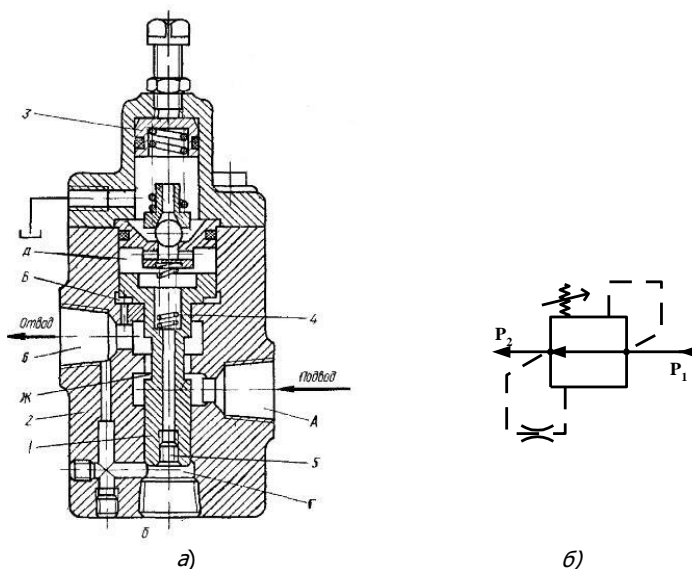


Рис. 3.29. Редукционный клапан Г57-1: а – конструктивная схема;  
б – условные обозначения

Создается гидравлическая неуравновешенность золотника 1, золотник приподнимается, сжимая пружину 4 и рабочей кромкой перекрывает поток жидкости, поступающий из полости А в полость Б. За счет этого давление в полости Б понижается и устанавливается равным настройке пружины шарикового клапана 3. Случайные изменения редуцированного давления вызывают осевое смещение золотника 1, направленное на уменьшение ошибки.

При увеличении редуцированного давления возрастает расход жидкости через демпфер в штуцере 5 и, соответственно, перепад давления в демпфере; золотник 1 смещается вверх, уменьшается площадь щели Ж, что приводит к уменьшению давления в полости Б до заданной величины. С уменьшением редуцированного давления золотник опускается, увеличивается сечение щели Ж, а заданное давление в полости Б восстанавливается.

Таким образом, клапан автоматически поддерживает редуцированное давление практически постоянным независимо от того, есть расход жидкости или его нет. Редукционный клапан работает без шума и не возбуждает вибраций благодаря сопротивлению, которое оказывает демпфер. При настройке клапана на редуцированное давление манометр следует подключить к полости Г.

### 3.3.1.4. Разделительные панели

Для разделения потоков жидкости, поступающих в систему от двух насосов разной производительности, и предохранения системы от перегрузок в гидроприводе применяются разделительные панели [16, 29, 38].

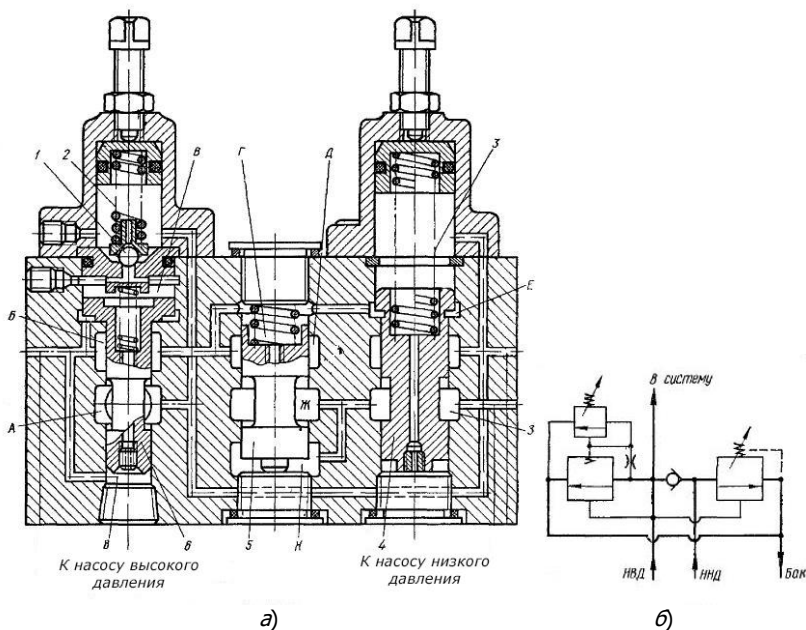


Рис.3.30. Разделительная панель типа Г53:  
а – конструктивная схема; б – условное обозначение

В общем корпусе размещаются три аппарата: предохранительный клапан с переливным золотником *б* (типа Г52), напорный золотник *д*, работающий по принципу клапана Г54 [29], и обратный клапан *е* золотникового типа (рис.3.30).

Насос высокого давления (НВД) подключается к полости А, а насос низкого давления (ННД) – к полости К. Разделение потоков жидкости в панели происходит автоматически при повышении давления в системе выше того, на которое настроена пружина *з* клапана *д*. Если давление в системе станет меньше настройки пружины *з*, то обратный клапан *е* под действием давления жидкости со стороны полости К поднимется и соединит полость *з* через полости Ж и Е с

полостью Б. При этом оба насоса подключаются в систему и суммарной их подачей определяется скорость исполнительного механизма.

С увеличением нагрузки возрастает давление в полостях А, Г, Е и когда оно достигнет настройки пружины 3 обратный клапан 5 опускается вниз (до упора), а золотник 4 под действием давления со стороны полости Е приподнимается вверх, соединяя ННД с баком. С этого момента в систему поступает жидкость от НВД и давление в системе контролируется пружиной 2 клапана 1. При перегрузке переливной золотник 6 приподнимается, полости А и Б соединяются, а НВД подключается к баку (описание работы клапана Г52 см. подп.3.3.1.3).

Если полость В подключить к баку (например, через кран или золотник управления), то оба насоса начнут разгружаться в бак: НВД по магистрали Б–А–бак; ННД по магистрали З–Ж–Д–Б–бак. При этом давление в насосе не превышает 0,15–0,2 МПа.

Для нормальной работы разделительной панели разность высокого и низкого давления не должна быть менее 1 МПа.

### 3.3.2. Управление скоростью движения механизмов автоматизированного технологического оборудования

#### 3.3.2.1. Дроссели

Дроссель – это гидравлическое сопротивление, устанавливаемое на заданном участке гидро- или пневмолинии для уменьшения мощности потока рабочей среды (снижается давление за дросселем) или для изменения расхода рабочей среды в целях регулирования скорости исполнительного механизма.

Проходное сечение дросселя существенно меньше живого сечения гидролинии. Если оно не изменяется, дроссель называют постоянным или нерегулируемым, если такая возможность есть – дроссель регулируемый. По конструкции различают: дроссельные шайбы или втулки (рис.3.31, а, б), дроссели (рис.3.31, в–е).

Для дроссельных шайб глубина отверстия и диаметр выполняются при их соотношении  $l \leq d$ , для втулок  $l > (5-10)d$ . Режим движения жидкости в таких дросселях чаще всего ламинарный [17] ( $Re < Re_{кр}$ ) и расход определяют уравнением Пуазеля:

$$Q = \frac{\pi d^2 (p_1 - p_2)}{128 \rho \nu l}, \quad (3.43)$$

где  $p_1, p_2$  – давление на входе и выходе, Па;  $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости рабочей жидкости, м<sup>2</sup>/с.

Для создания перепадов давления  $\Delta p = p_1 - p_2 > 0,3 - 0,4$  МПа используют пакеты дроссельных шайб (рис.3.31, б). В этом случае общий  $\Delta p$  определяется суммированием потерь давлений на каждой шайбе.

На рис.3.31, в-е представлена проточная часть различных дроссельных устройств, где давление рабочей среды до щели дросселя  $p_1$ , а на выходе из нее  $p_2$ .

Дроссельные шайбы и втулки нерегулируемые, так как имеют постоянное проходное сечение. В шайбах  $l < d$  (отверстие в тонкой стенке), во втулках  $l > d$ .

Дроссели на рис.3.31, в-е – регулируемые. Расход масла в конструкциях на рис.3.31, в-д регулируется осевым смещением пробки дросселя, а на рис.3.31, е – ее поворотом. В результате изменяется проходное сечение. В таких дросселях, как правило, поток турбулентный ( $Re > Re_{кр}$ ).

Расход через квадратичный дроссель определяют по формуле Бернулли:

$$Q_{др} = \mu S \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} = \mu S \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta p}, \quad (3.44)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода проходного сечения дросселя (0,6-0,72);  $S$  – площадь проходного сечения, м<sup>2</sup>;  $\Delta p = p_1 - p_2$  – перепад давления, Па;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

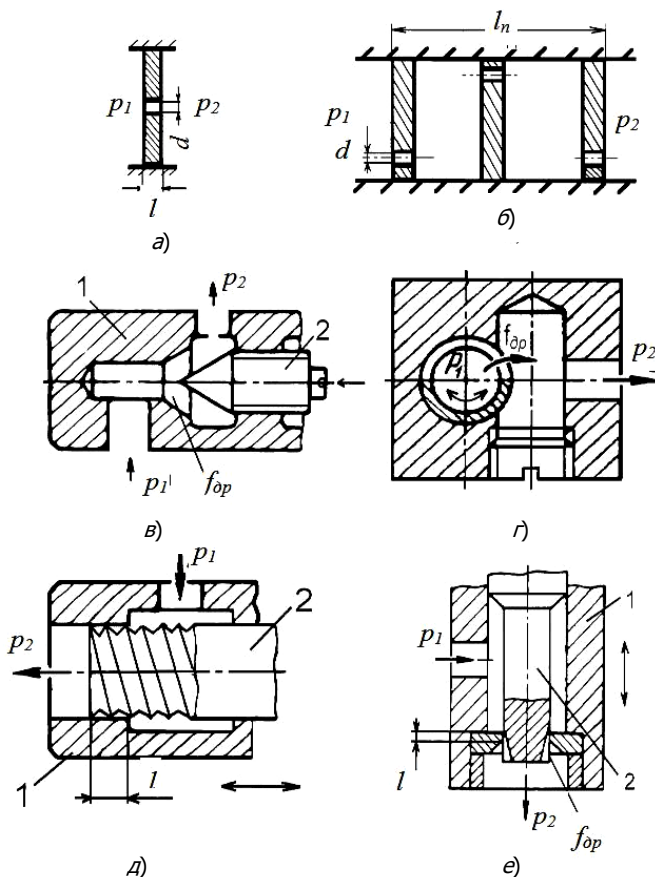


Рис.3.31. Проходные сечения дросселей: а – дроссельная шайба; б – пакет дроссельных шайб; в – игольчатый дроссель; г – щелевой дроссель; д – винтовой дроссель; е – комбинированный дроссель

Потери давления в линейных дросселях обусловлены вязкостным трением по длине дросселирующего канала [8, 25]. При изменении температуры рабочей жидкости и ее вязкости расход через дроссель нестабилен. Поэтому линейные дроссели применяют в специальных устройствах гидроавтоматики, например операционных усилителях. В качестве линейного дросселя применяют и капиллярные щели с отношением длины канала к диаметру  $l/d > 20$ .

Потери давления в квадратичных дросселях обусловлены внезапным сжатием и расширением потока на проходном сечении [25]. Примером квадратичного дросселя является отверстие в тонкой стенке. В объемном гидроприводе применяют, как правило, квадратичные дроссели.

Простейшим *нерегулируемым дросселем* (демпфером) является дроссельная шайба (рис.3.31, а), имеющая отверстие  $d$  меньше диаметра гидролинии  $d_{г.л.}$ :

$$\frac{f_0}{f_{тр}} = \frac{d^2}{d_{тр}^2} < 0,1,$$

где  $f_0$  - площадь отверстия,  $м^2$ ;  $f_{тр}$  - площадь сечения трубопровода,  $м^2$ .

Потери на вязкое трение уменьшают, выполняя проходное сечение дросселя в виде диафрагмы (длина цилиндрической части отверстия в тонкой стенке минимальная  $l=0,2-0,3$  мм). Но учитывая облитерацию (заращивание малого проходного сечения) или возможность засорения такого отверстия, его диаметр не должен быть меньше 0,4 мм.

На рис.3.31, в представлен *регулируемый дроссель* игольчатого типа. Изменение проходного сечения достигается осевым смещением иглы.

На рис.3.31, е показан *комбинированный дроссель*, проходное сечение которого образовано клиновидными пазы золотника и внутренней поверхностью дроссельной втулки (длина канала). Такое исполнение позволяет работать с малыми проходными сечениями, обеспечивает высокую точность регулирования расхода без опасности засорения дросселирующего отверстия.

Дроссель на рис.3.31, б выполнен в виде *пакета дросселирующих шайб*. Его настройка осуществляется изменением количества шайб в пакете. Характерно, что дросселирующие отверстия выполнены со смещением от оси шайб, что увеличивает потери, обусловленные поворотом потока рабочей жидкости. Лучшие характеристики такого дросселя обеспечиваются, когда внутренний диаметр канала, в котором установлен пакет шайб, в 5 раз и более превышает  $d$ , а расстояние между шайбами  $l_0=1,4d$ .

На рис.3.31, д представлен *винтовой дроссель*, регулировка которого осуществляется изменением длины винтового канала, дросселирующего поток. Это линейный дроссель. Нерегулируемый дрос-



сель используется, например, как демпфер колебаний давления в кране подключения манометра.

На рис.3.32 представлен *дроссель с ручным регулированием*. В одном корпусе с дросселем смонтирован обратный клапан, шунтирующий дроссель, позволяющий управлять потоком лишь в одном направлении. Дроссель содержит подпружиненный золотник 6, образующий с корпусом 1 дросселирующий канал. Золотник перемещается вдоль своей оси, предохраняется от поворота штифтом в пазу корпуса. При повороте лимба 4, фиксированного винтом 5, связанный с ним штифт в крышке 3, входящий в винтовую канавку золотника, обеспечивает осевое смещение золотника 6 и, следовательно, изменение площади проходного сечения, дросселирующего потока из линии А в линию В.

Утечки отводятся в дренажную полость и линию L. Обратный клапан 2 поджат к седлу давлением жидкости и пружиной.

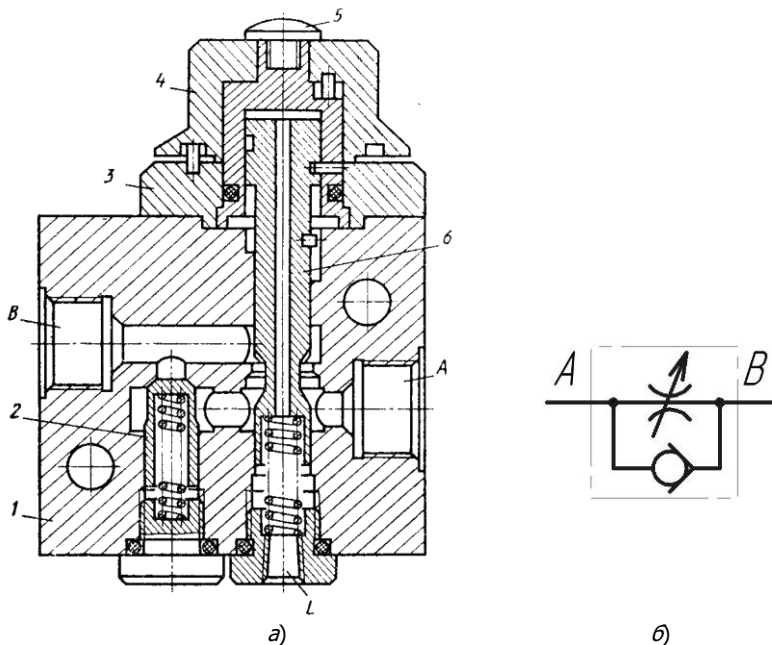


Рис.3.32. Дроссель с обратным клапаном типа ДК:  
а – конструкция; б – условное изображение

При обратном направлении потока открывается обратный клапан 2 и рабочая жидкость по каналу клапана 2 свободно поступает в канал, шунтируя дроссель. Дроссели имеют резьбовое или сты-

ковое присоединение [4]. Объединением двух дросселей ДК в одном корпусе и исполнением на корпусе двух стыковых плоскостей получают дроссель ДКМ для модульного монтажа. Модульный монтаж более перспективен, так как позволяет устанавливать различные гидроаппараты один на другой без гидролинии и резьбовых соединений. Такой дроссель позволяет осуществлять двухстороннее управление гидродвигателем по скорости.

Дроссели типа КВМК на базе конструктивной схемы ДК устанавливаются непосредственно в трубопроводе [31].

Путевые дроссели типа МДО, получая внешнее силовое воздействие от подвижных упоров, имеющих заданный профиль, обеспечивают замедленное движение исполнительных механизмов, малые скорости и их быстрый возврат в исходное положение.

Анализ формулы (3.44) расхода через дроссель показывает, что при его постоянной настройке ( $S=\text{const}$ ) расход масла зависит от  $\Delta p$ . Поскольку в зависимости от расположения дросселя относительно исполнительного механизма давление до или после дросселя зависит от нагрузки, меняется перепад давления на дросселе и, как следствие, – расход и скорость движения рабочего органа. Возникают большие затруднения при получении малых расходов при значительных и нестабильных перепадах давления ( $Q_{\text{дрmin}} = 0,6$  л/мин).

### 3.3.2.2. Регуляторы потока

Недостатки, присущие дросселям, устраняют *регуляторы расхода (потока)*, которые представляют комбинацию дросселя с регулятором давления, поддерживающим постоянный невысокий (0,2-0,3 МПа) перепад давления на дросселирующем проходном сечении.

При указанном на рис.3.33, а направлении движения жидкости между полостями Г и В создается перепад давления. Если давление в полости Г изменится, то это вызовет мгновенное изменение давления и в полости Б, вследствие чего золотник 4 начнет перемещаться, меняя сопротивление щели В до тех пор, пока давление в полости Б не станет соответствовать настроенному пружинной 3. Повышение давления в полости Г вызывает перемещение золотника 4 вверх, уменьшение – вниз.

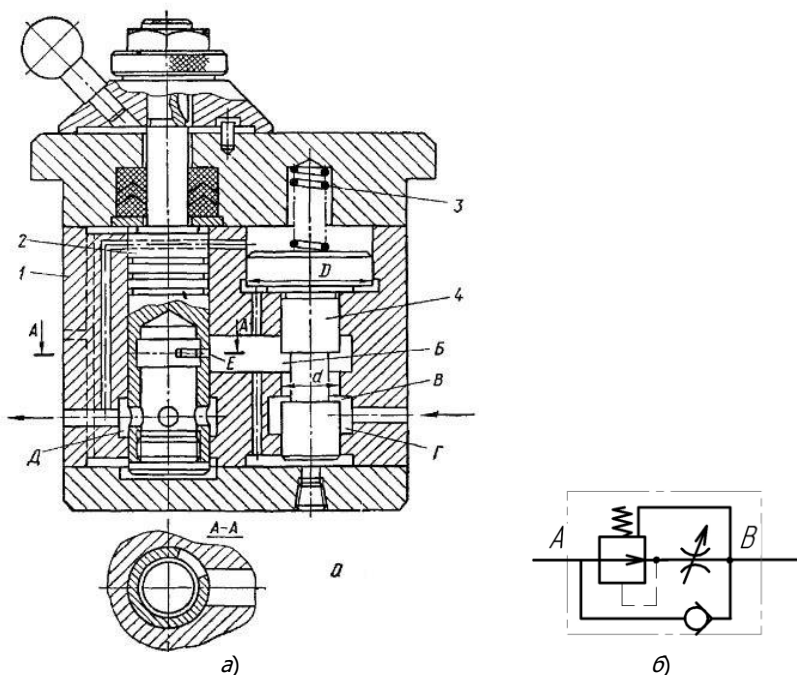


Рис.3.33. Регулятор потока типа Г55-2: а – конструкция; б – условное изображение

В случае изменения давления в полости Д также нарушится равновесие золотника 4. Если это давление повысится, то, воздействуя совместно с пружиной на верхний торец золотника, вынудит его переместиться вниз, что, в свою очередь, увеличит давление в полости Б за счет увеличения живого сечения (уменьшения сопротивления) щели В. Нетрудно заметить, что уменьшение давления в полости Д вызовет перемещение золотника 4 вверх.

Колебательные движения золотника 4 будут продолжаться до тех пор, пока он не займет такое положение относительно корпуса 1 устройства, при котором обеспечится постоянство перепада давлений на дросселе Е.

При медленно протекающем процессе регулирования условие равновесия золотника редукционного клапана может быть записано в следующем виде:

$$p_p = p_d F + P_{пр}, \quad (3.45)$$

$$\Delta p = p_p - p_d = \frac{4P_{\text{пр}}}{\pi D^2}, \quad (3.46)$$

где  $p_p$  – редуцированное давление (в полости Б), Па;  $p_d$  – давление в канале отвода (в полости Д), Па;  $F$  – эффективная площадь золотника редукционного клапана, м<sup>2</sup>;  $P_{\text{пр}}$  – усилие пружины, Н.

Поскольку перемещения золотника 4 редукционного клапана в процессе регулирования очень малы и вызывают лишь незначительные приращения усилий пружины, то правую часть равенства (3.46) в первом приближении можно принять величиной постоянной. Следовательно, в пределах принятых допущений перепады давления на дросселе 2 и его расход будут постоянны.

### 3.3.3. Синхронизация движения кинематических разветвленных цепей

В практике машиностроения и станкостроения нередко возникает необходимость в синхронной работе нескольких исполнительных механизмов.

В зависимости от назначения машины или отдельных органов, от компоновки механизмов и допустимой степени рассогласования применяются гидромеханический и гидравлический способы синхронизации.

*Гидромеханический способ* [11]. В качестве приводного элемента в устройствах используется гидродвигатель, а согласованное движение исполнительных механизмов обеспечивается рычагами, тягами, зубчатыми колесами, т.е. жесткими связями и передачами, что позволяют получить большую точность в согласованном движении исполнительных органов, однако механизмы такого рода громоздки, трудоемки в изготовлении и в ряде случаев не экономичны.

*Гидравлический способ.* Синхронизация при помощи гидродвигателей получила большое распространение, так как значительно упрощает решение задач синхронизации, позволяет нередко для этой цели использовать только нормализованную аппаратуру. Однако гидравлические устройства создают различную степень точности в согласованной работе нескольких гидродвигателей, между которыми нет жестких связей.

Для этого применяют автоматически действующие дроссельные устройства [23]. Конструктивное исполнение их может быть различным, но принцип действия одинаков. Он состоит в поддержании на регулирующем дросселе постоянного перепада давления с помощью гидравлически управляемого клапана. Благодаря постоянному

перепаду давления на одном или нескольких дросселях стабилизируются один или синхронизируются несколько потоков жидкости.

Более точную синхронизацию можно получить, применяя дроссель с регулятором типа Г55 (рис.3.34), который менее чувствителен к изменению нагрузки и разнице в нагрузках. Для получения синхронного движения в обоих направлениях может быть рекомендована система, приведенная на рис.3.34. Цилиндры 6 и 9 подвержены различным нагрузкам  $G_1$  и  $G_2$ , а их исполнительные механизмы лишены жестких связей.

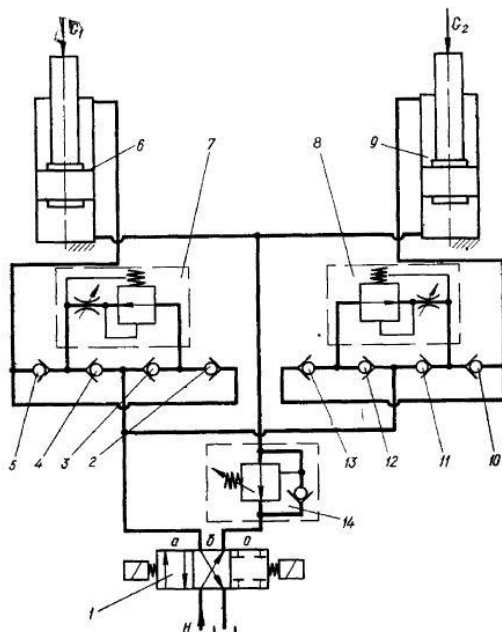


Рис.3.34. Синхронизация гидроцилиндров при помощи регуляторов расхода при параллельном подключении

Регуляторы расхода 7 и 8 (типа Г55) подключены в мостовую схему, образованную обратными клапанами 2, 3, 4, 5 и 10, 11, 12, 13. Поэтому, независимо от направления движения поршней, жидкость через регулятор всегда проходит только в одном направлении.

При подъеме поршней из штоковых полостей цилиндров 6 и 9 жидкость выжимается к распределителю 1 и далее в бак через аппараты 6-2-7-4-1 и 9-13-8-11-1. Подвод жидкости при подъеме происходит от распределителя через обратный клапан аппарата 14.

При переключении золотника в распределителе в положение *a* после распределителя жидкость к цилиндрам подводится по двум направлениям через аппараты *1-3-7-5-6* и *1-12-8-10-9*. Происходит опускание поршней.

К нижним полостям цилиндров подключен аппарат *14*, напорный золотник которого создает противодействие, необходимое для предотвращения скачкообразного перемещения при опускании поршней. Распределитель с закрытым центром позволяет остановить поршни в любом положении.

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 [36].

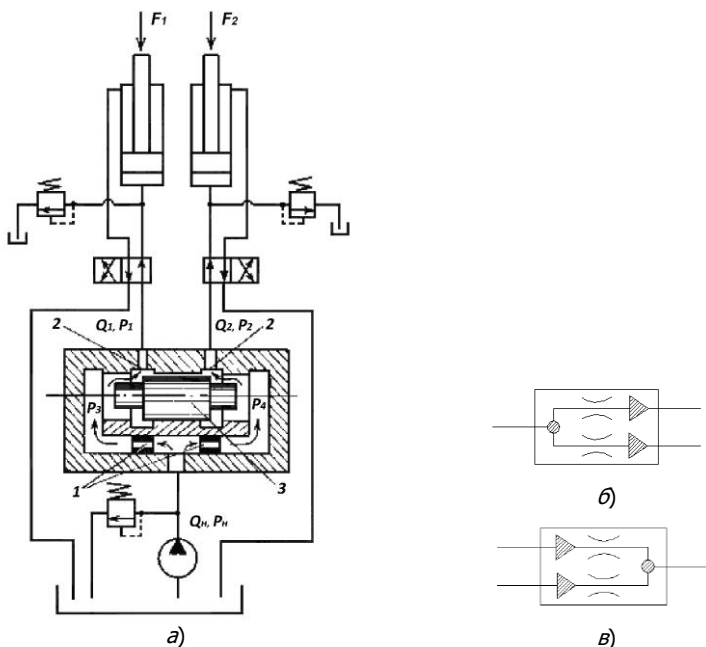


Рис.3.35. Делитель потока: *a* – принципиальная схема; *б* – условное обозначение; *в* – условное обозначение сумматора потока

Делитель потока (рис.3.35) 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 давления  $\Delta p=(p_3-p_4)=0$ , 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 давления у плунжера делителя он начнет смещаться из среднего положения, изменяя одновременно проходные сечения дросселей 2. Перемещение прекратится, когда давления  $p_3$  и  $p_4$  выравняются. 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.

Одна из конструкций делительных клапанов, получившая широкое применение в машиностроении, приведена на рис.3.36. В клапане из отверстия 13 жидкость параллельными потоками через кольцевые щели 12 и 14 равного сечения направляется соответственно к полостям 11 и 15 и далее через дросселирующие щели 5 и 8, образованные кромками золотника 1 и отверстиями во втулке 3, следует к отверстиям 6 и 7, которые подключены к цилиндрам. Полости 2 и 10 при помощи отверстий 4 и 9 в золотнике 1 соединены с кольцевыми щелями 12 и 14. При одинаковых нагрузках в цилиндрах возникают равные давления в выходных отверстиях 6 и 7 и в полостях 2 и 10, благодаря чему золотник 1 устанавливается в среднее положение.

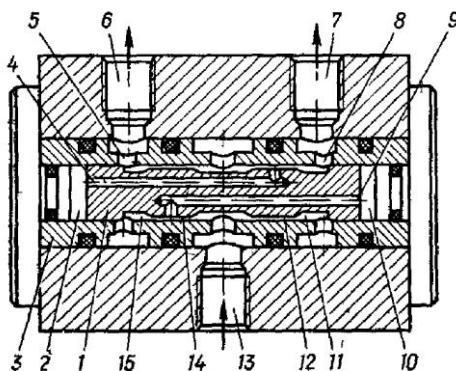


Рис.3.36. Конструкция делителя потока с балансирующим золотником

Если давление в одной из магистралей (например, соединенной с отверстием 6) повышается (из-за увеличения нагрузки на поршень), то возрастает также давление в кольцевой щели 14 и одновременно с этим в отверстии 9 и полости 10, что вызывает отжатие золотника 1 влево, увеличение проходного сечения щели 5 и уменьшение сечения щели 8, давление в полости 15 понижается, а в полости 11 повышается до тех пор, пока перепад давления между полостями 15 и 13 не уравнивается перепадом давления между полостями 11 и 13. Равенство перепадов давления между входным и выходным отверстиями приводит к разделению общего потока на две равные части.

В некоторых других исполнениях делитель потока может также быть и сумматором потока. В этом случае в подводимых к нему двух трубопроводах поддерживается постоянный расход рабочей жидкости.

### 3.3.4. Устройства для организации и контроля рабочего цикла механизмов автоматизированного технологического оборудования

*Реле давления* применяется для последовательного включения или выключения отдельных исполнительных органов машины и для дистанционного управления [21]. Реле давления может обеспечить контроль за давлением в гидросистеме с подачей электросигнала, свидетельствующего, например, о перегрузке системы.

В нижней части корпуса 1 (рис.3.37) при помощи кольца 6 закреплена мембрана 7. Внутри кольца на мембране установлена шайба 5, к которой с помощью пружин через седло 3 прижат рычаг 4.

На правом конце рычага имеется винт, упирающийся в кнопку переключателя 9. Масло подводится к камере 8. Его давление уравнивается пружиной, регулируемой винтом 2. При повышении давления масла мембрана деформируется и приподнимает при помощи шайбы 5 рычаг 4, правый конец которого воздействует на кнопку микропереключателя.

С момента начала деформации мембраны 7 до момента срабатывания реле, т.е. до момента включения микропереключателя 9, произойдет увеличение давления, которое характеризует нечувствительность аппарата:

$$\Delta p = \frac{\Delta Lc}{\Omega}, \quad (3.47)$$



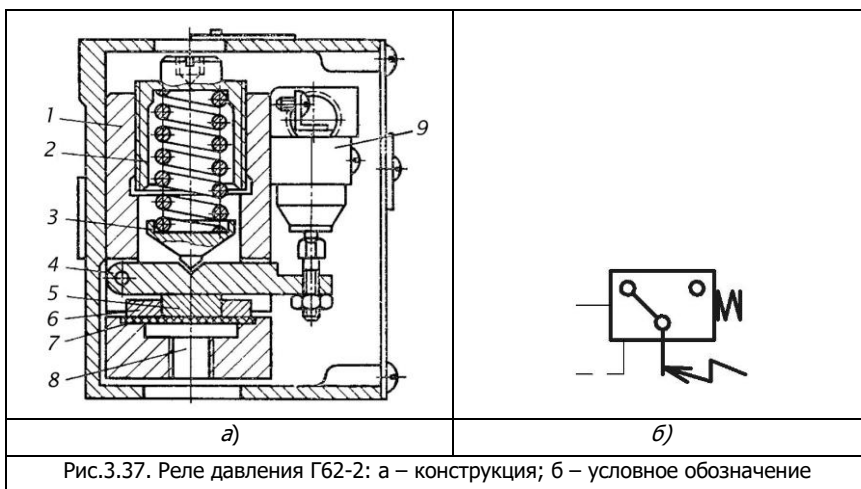
где  $\Delta L$  – перемещение рычага, необходимое для включения микропереключателя, м;  $\Omega$  – активная площадь мембраны, м<sup>2</sup>.

Нечувствительность реле давления различных типоразмеров колеблется от 0,3 до 1,0 МПа. Контролируемое давление находится в диапазоне от 0,5 до 32 МПа.

*Гидравлическое реле времени* (или гидроклапан выдержки времени) – это направляющий гидроаппарат, предназначенный для пуска или остановки потока рабочей жидкости через заданный промежуток времени после подачи управляющего сигнала. Гидравлические реле времени (рис.3.38) применяются для обеспечения определенной выдержки во времени между различными циклами срабатывания исполнительных механизмов машины.

Рабочий цикл гидроклапана включает в себя зарядку устройства определенным объемом жидкости, выдержку времени (выстой исполнительного гидродвигателя) и подачу жидкости к двигателю.

Заряжается устройство присоединением отверстия Д к сливу, а полости Б – к источнику питания. Давлением жидкости, поступившей в полость Б, золотник *б* дросселя перемещается вправо до тех пор, пока не соединит через отверстие в золотнике эту полость с полостью А. Под действием давления жидкости в полости А золотник *з*, сжимая пружину *2*, перемещается вниз до упора в пробку *8* и разобщает при этом протоочки в корпусе *1*, к которым присоединены каналы Д и Е. Избыток рабочей жидкости удаляется из дренажного отверстия Ж.



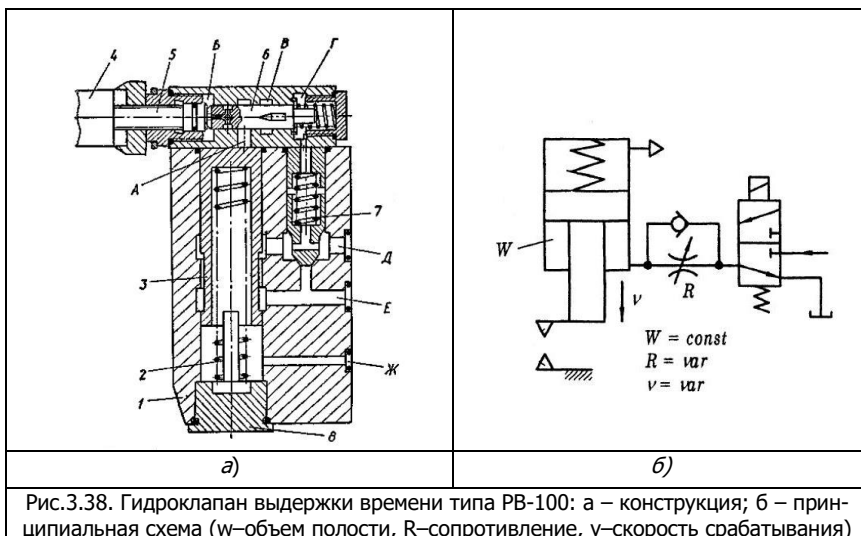


Рис.3.38. Гидроклапан выдержки времени типа PB-100: а – конструкция; б – принципиальная схема ( $W$ –объем полости,  $R$ –сопротивление,  $v$ –скорость срабатывания)

По принципу работы реле времени делятся на дроссельные и объемные. На рис.3.38а дана конструктивная схема реле времени объемного типа, а на рис.3.38б – его принципиальная схема.

Цикл выдержки времени начинается с момента подвода жидкости к отверстию Д, откуда она через систему отверстий поступает в полость Г и перемещает золотник 6 дросселя влево до соприкосновения с упором 5. Золотник при этом открывает дросселирующие щели для отвода жидкости из полости над золотником 3 в полость В и далее на слив. После вытеснения объема жидкости над золотником 3 сообщаются между собой проточки в корпусе, а следовательно, и каналы Д и Е. Поток жидкости из канала Е начинает поступать к потребителю. Регулируется выдержка времени поворотом лимба 4. Этим изменяются положение упора 5 и площадь живых сечений дросселирующих щелей, создаваемых золотником 6. Очередная зарядка реле повторяет цикл в той же последовательности. В период зарядки до начала выдержки времени поток жидкости через отверстие Е, обратный клапан 7 и отверстие Д поступает на слив.

Давление зарядки может быть постоянным, но должно быть на 0,4-0,5 МПа меньше давления источника питания, подсоединенного к отверстию Д.

Время выдержки реле давления рассчитывается по формуле:

$$t_3 = \frac{\pi \sqrt{\pi d^3 H}}{8 \mu f_{др} G_{пр}}, \quad (3.48)$$

где  $d$ ,  $H$  – соответственно диаметр и ход поршня цилиндра, м;  
 $\mu$ ,  $f_{др}$  – коэффициент расхода и площадь открытия дросселя, м<sup>2</sup>;  $G_{пр}$  – усилие пружины, Н.

*Устройства путевого управления.* Характер процесса торможения двигателя (поршня сапового цилиндра) аналогичен описанному, если применить для этой цели осевой гидродроссель типа ДО (рис.3.39).

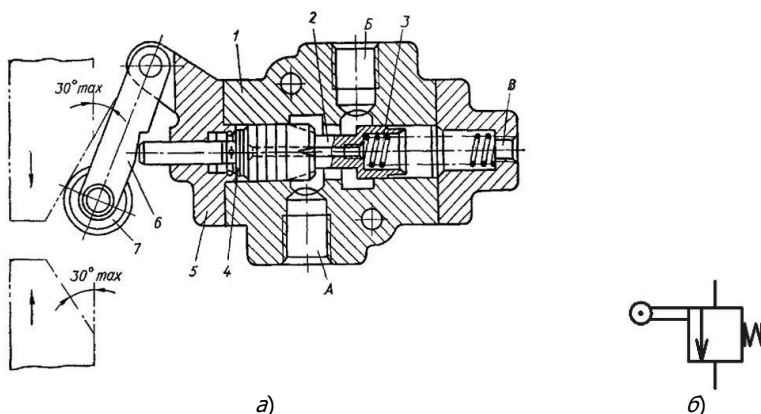


Рис.3.39. Осевой гидродроссель ДО: а – конструкция; б – условное изображение

Управляется гидродроссель кулачками, которые крепят к подвижному основанию станка, машины при установке гидродросселя на подвижном элементе гидродвигателя или к подвижным штокам и цилиндрам при неподвижном дросселе.

Рабочая жидкость подводится к дросселю через отверстие А и отводится через отверстие Б. Когда кулачок управления начинает воздействовать на ролик 7 рычага 6, толкатель 4 перемещает золотник 2 вправо и уменьшает сечение (увеличивает сопротивление) дросселирующей щели, образованной проточкой в корпусе 1 и плунжером золотника. При отводе кулачка пружина 3 возвращает золотник в крайнее левое положение до упора бурта толкателя в крышку 5. Утечки сливаются через отверстие В.

### 3.3.5. Устройства управления направлением движения, остановом и положением исполнительных механизмов

#### 3.3.5.1. Направляющие распределители золотникового типа

Распределительные устройства предназначены для подвода, отвода, изменения направления движения или перекрытия потока рабочей жидкости.

По конструктивному признаку различают устройства золотникового и незолотникового типа. Первую группу можно классифицировать как золотниковые, крановые и клапанные распределители.

К распределителям незолотникового типа относят устройства со струйной трубкой и типа «сопло – заслонка».

Наибольшее применение получили распределители золотникового типа [19, 28, 36]. Распределители широко применяют в качестве управляющих устройств и в следящем гидроприводе.

Классифицируют распределители также по способу управления, по количеству позиций (фиксированных положений распределительного элемента) и количеству гидравлических линий связи (линейность).

В золотниковых распределителях управляющий элемент – плунжер 6 имеет в корпусе 3 окна 1, 4, 8 для подвода и отвода жидкости (рис.3.40), которые соединены каналами 2, 5 и 7.

В крановых распределителях (см. рис.3.42) жидкость распределяется путем поворота пробки крана 2. Число позиций распределителя – это количество фиксированных положений золотника (двух-трех, многопозиционные распределители).

Число линий – это количество подводящих и отводящих каналов в корпусе распределителя (двухлинейные Г74-З, четырехлинейные Г72-4).

Распределители могут быть прямого и непрямого действия. В распределителях прямого действия управляющий внешний сигнал действует непосредственно на распределительный элемент, в распределителях непрямого действия (двухкаскадных) внешний сигнал действует на распределительный элемент через дополнительное специальное устройство (сервоустройство).

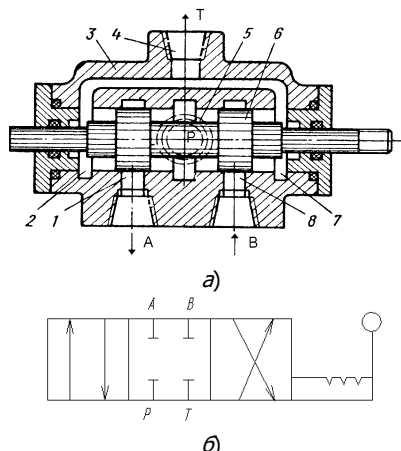


Рис.3.40. Золотниковый распределитель с ручным управлением:  
*а* – принципиальная схема; *б* – условное обозначение

В распределителях с гидравлическим управлением (рис.3.41) в крышках, закрывающих корпус распределителя *1* с торцов, выполнены дроссели *3, 4*, шунтированные обратными клапанами *5, 6*. При подаче управляющего сигнала под левый торец распределителя рабочая жидкость из управляющей магистрали через обратный клапан *5* поступает в левую полость золотника *2*, перемещая его в правое положение. Время переключения определяется настройкой дросселя *4*, через который жидкость сливается из-под правого торца. Это исключает возможность возникновения гидравлического удара в системе при переключении и удары плунжера о крышки корпуса.

Выбор типа распределителя определяется средним положением плунжера относительно рабочих окон. В связи с этим распределители могут быть:

- а) с открытым центром и сливом;
- б) с закрытым центром и сливом;
- в) с закрытым центром и открытым сливом;
- г) с открытым центром и открытым сливом.

В трехпозиционных распределителях применяются также схемы, в которых сливной канал используется как дренажный для отвода утечек при среднем положении плунжера.

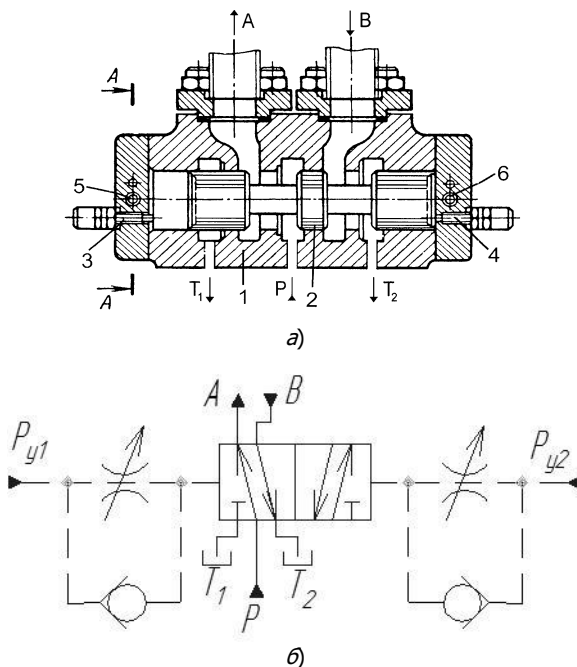


Рис.3.41. Золотниковый распределитель с гидроуправлением:  
*а* – принципиальная схема; *б* – условное обозначение; А – отвод;  
 В – подвод рабочей жидкости; *p* – линия нагнетания; T<sub>1</sub>, T<sub>2</sub> – линии слива

На рис.3.42 представлен крановый распределитель двухпозиционный, 4-линейный типа Г71-2. Внутри корпуса 1, имеющего четыре выходных отверстия с минимальным радиальным зазором, расположена пробка крана 2. Она имеет четыре выемки и два перпендикулярных сквозных канала *a*, расположенных в разных плоскостях. Корпус крана закрывается крышкой 5 с уплотнением 6. От кулачков, закрепленных на подвижной части стола или суппорта, производится автоматический поворот рукоятки 3 и пробки крана 2. Переключение может осуществляться и вручную рычагом 4. При переключении изменяется направление потока жидкости через распределитель. Крайние положения крана фиксируются шариковым фиксатором 7.

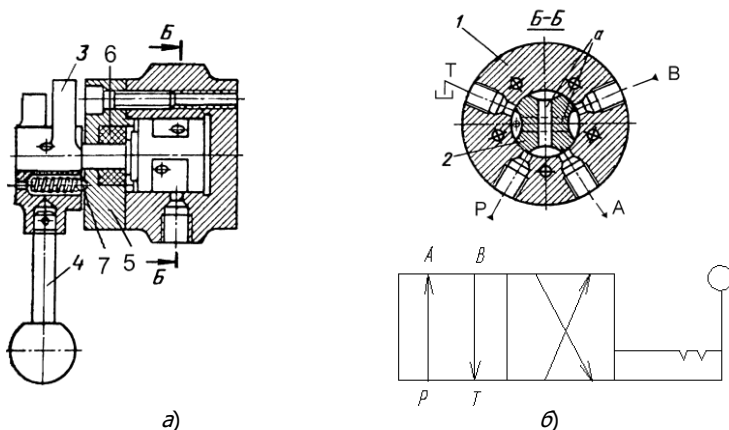


Рис.3.42. Крановый золотниковый распределитель:  
*а* – конструктивное исполнение; *б* – условное обозначение

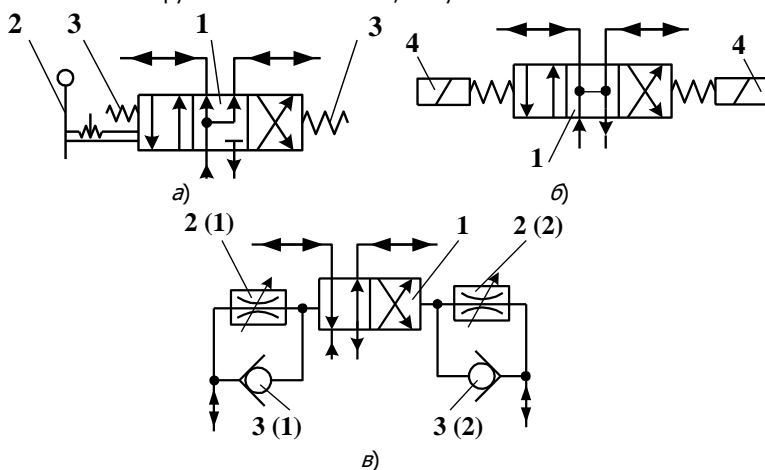


Рис.3.43. Условное обозначение распределителей: *а* – трехпозиционный реверсивный 4-линейный с ручным управлением; *б* – трехпозиционный реверсивный 4-линейный с электромагнитным управлением; *в* – двухпозиционный реверсивный 4-линейный с гидравлическим управлением; 1 – распределитель; 2 – рычаг управления; 3 – пружина; 4 – управляющий электромагнит; 5 – дроссель регулируемый; 6 – клапан обратный

На рис.3.43 представлены варианты условных символических обозначений трехпозиционного 4-линейного реверсивного распределителя с различными способами управления: ручным (рис.3.43, *а*), электромагнитным (рис.3.43, *б*) и двухпозиционного с гидравличе-

ским управлением (рис.3.43, в) для регулирования времени переключения потоков рабочей жидкости.

### 3.3.5.2. Устройства незолотникового типа

Практика применения золотниковых направляющих распределителей выделяет характерные недостатки: необходимость исполнения бесконтактных щелевых уплотнений подвижных сопряжений с минимальными зазорами 4-8 мкм, подверженность золотниковых пар явлениям защемления и облитерации, осложняющих их управление. Более того, для управления большими расходами возрастающие геометрические размеры золотниковой пары затрудняют прямое управление золотниковым распределителем [19, 37]. В этих условиях предпочтительны распределительные устройства незолотникового типа «сопло – заслонка» или «струйная трубка».

Возможности устройства «сопло – заслонка» показаны на рис.3.44.

Устройство «сопло – заслонка» (см. рис.3.44) управляет движением и положением цилиндра 4 одностороннего действия. Уравнение баланса расхода для устройства описывается следующим образом:

$$Q_{ц} = Q_1 - Q_2 = \mu_1 S_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_0 - p_1)} - \mu_c \pi d_y \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}, \quad (3.49)$$

где  $Q_{ц}$  – расход рабочей жидкости гидроцилиндра, м<sup>3</sup>/с;  $Q_1$  – расход, поступающий в штоковую полость, м<sup>3</sup>/с;  $Q_2$  – расход, вытесняемый из штоковой полости, м<sup>3</sup>/с;  $\mu_1$  – коэффициент расхода;  $S_1$  – площадь сечения поршневой полости, м<sup>2</sup>;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $p_0$  – начальное давление сопла – заслонки, Па;  $p_1$  – давление в нагнетательной полости гидроцилиндра, Па;  $\mu_c$  – коэффициент расхода элемента «сопло – заслонка»;  $d_y$  – диаметр условного прохода элемента «сопло – заслонка»;  $p_2$  – давление в сливной полости гидроцилиндра, Па.

$$v_{ц} = \frac{Q_y}{S_{ц}} = \frac{\mu_1 S_1}{S_{ц}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_0 - p_1)} - \frac{\mu_c \pi d_y}{S_{ц}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}, \quad (3.50)$$



где  $v_{\text{ц}}$  – скорость гидроцилиндра, м/с;  $Q_y$  – расход через управляющий элемент «сопло – заслонка»;  $S_{\text{ц}}$  – площадь гидроцилиндра, м<sup>2</sup>.

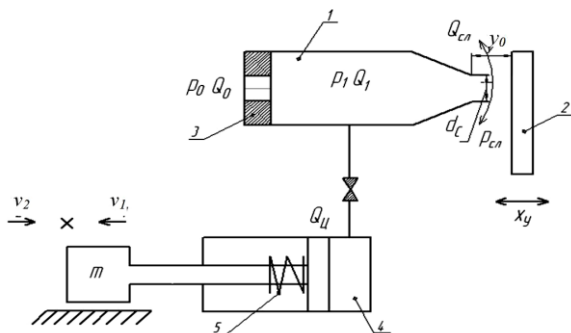


Рис.3.44. Принципиальная схема устройства типа «сопло – заслонка»:  
1 – сопло; 2 – заслонка; 3 – дроссельная шайба; 4 – гидроцилиндр, 5 – пружина

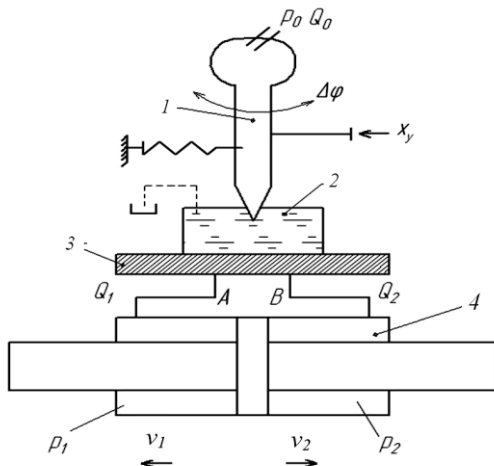


Рис.3.45. Принципиальная схема устройства типа «струйная трубка»:  
1 – струйная трубка; 2 – емкость; 3 – плита; 4 – гидроцилиндр; A, B – каналы

Управление перемещением заслонки  $\pm x_y$  изменяет  $Q_{\text{ц}}$  и как следствие, – направление и скорость движения гидроцилиндра. Для случая  $x_y=y_0$ ,  $Q_1=Q_{\text{сл}}$ ,  $Q_1=0$  и  $v=0$ .

Направление движения поршня определяется уравнением баланса сил:

$$F_{\text{ц}} - F_{\text{пр}} - F_{\text{т}} \pm F_{\text{н}} = 0, \quad (3.51)$$

где  $F_{\text{ц}}$  – сила развиваемая на штоке гидроцилиндра, Н;  $F_{\text{пр}}$  – приведенные силы сопротивления, Н;  $F_{\text{т}}$  – сила сухого трения, действующая на гидроцилиндр, Н;  $F_{\text{н}}$  – сила, действующая со стороны технологической нагрузки, Н.

$$p_1 S_{\text{ц}} = c(L_0 + L) - F_{\text{т}} - ma, \quad (3.52)$$

где  $c$  – коэффициент жесткости механической подсистемы;  $L_0$  и  $L$  – начальное и конечное перемещение гидроцилиндра, м.

При выполнении условия:

$F_{\text{ц}} > \sum F_{\text{с}}$  гидроцилиндр движется со скоростью  $\vec{v}_1$ ;

при  $F_{\text{ц}} = \sum F_{\text{с}}$  скорость перемещения гидроцилиндра равна 0;

при  $F_{\text{ц}} < \sum F_{\text{с}}$  гидроцилиндр движется со скоростью  $\vec{v}_2$ ,

где  $\sum F_{\text{с}}$  – суммарные силы сопротивления, действующие на гидроцилиндр, Н.

Возможности устройства типа «струйная трубка» раскрывает схема на рис.3.45. В исходном (нейтральном) положении струйной трубки 1  $\Delta\varphi=0$  ( $x_y=0$ ) поток рабочей жидкости разделяется на два равных потока, обеспечивающих равенство  $p_1=p_2$ , при этом  $v=0$ .

В дальнейшем движение поршня цилиндра регулируется величиной и направлением  $\pm x_y$  и уравнением баланса расходов, поясняемое расчетной схемой (рис.3.46):

$$Q_v = Q_1 - Q_2^2 = \vec{v} S_{\text{ц}}, \quad (3.53)$$

$$Q_1 = Q_{\text{н1}} - Q_{\text{сл1}}, \quad (3.54)$$

$$Q_2 = Q_{\text{н2}} - Q_{\text{сл2}}, \quad (3.55)$$

где  $Q_v$  – расход, идущий на перемещение поршня гидроцилиндра, м<sup>3</sup>/с;  $Q_{\text{н1}}$ ,  $Q_{\text{н2}}$  – расход из струйной трубки, идущий на нагнетание для левой и правой полостей соответственно, м<sup>3</sup>/с;  $Q_{\text{сл1}}$ ,  $Q_{\text{сл2}}$  – расход из струйной трубки, идущий на слив для левой и правой полостей соответственно, м<sup>3</sup>/с.

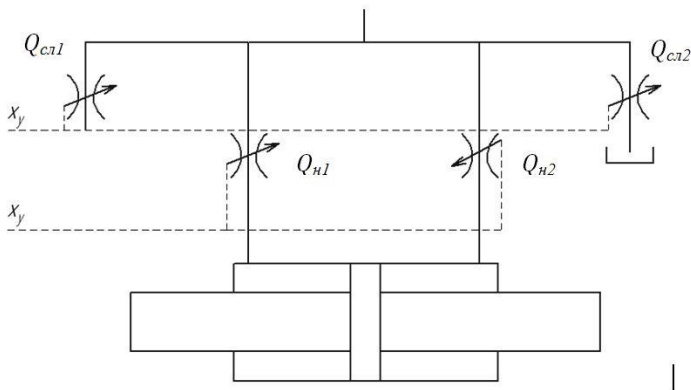


Рис.3.46. Расчетная схема гидропривода

Возможности управления направлением движения, положением и скоростью гидродвигателя позволяют классифицировать их как дросселирующие распределители [20]. Наличие производительного расхода жидкости в этих устройствах ограничивает их прямое управление потоками. Наиболее эффективны они в первом каскаде непрямого управления распределителями. На рис. 3.47 показан пример такого решения.

Функционирование двухкаскадного усилителя типа «сопло – заслонка» в зависимости от управляющих воздействий его чувствительных элементов описывается выражениями:

а) вариант:  $x_y = y_y = 0$ ;  $h_1 = h_2$ ;  $Q_1 = Q_2$ ;  $p_1 = p_2$ ;  $v = 0$  (гидроцилиндр неподвижен);

б) вариант:  $x_y > 0$ ;  $h_1 > h_2$ ;  $Q_{сл1} > Q_{сл2}$ ;  $Q_1 < Q_2$ ;  $p_1 < p_2$ ;  $\vec{v}$  (гидроцилиндр перемещается вправо);

в) вариант:  $y_y > 0$ ;  $h_1 < h_2$ ;  $Q_{сл1} < Q_{сл2}$ ;  $Q_1 > Q_2$ ;  $p_1 > p_2$ ;  $v$  (гидроцилиндр перемещается влево).

Распределитель непрямого управления цилиндром ГЦ состоит из двух каскадов: каскад I реализуется дифференциальным элементом «сопло – заслонка» (С-31, С-32), который в сочетании с дросселями Др1 и Др2 образует мостовую схему гидравлического управления каскадом II, реализуемым дросселирующим золотниковым распределителем Р.

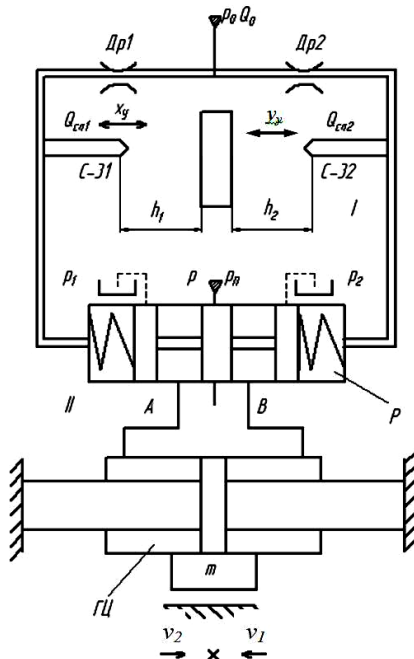


Рис.3.47. Схема двухкаскадного усилителя типа «сопло – заслонка»

Изменение положения заслонки управляющими воздействиями  $x_y$ ,  $y_y$  перераспределяют расстояние между соплом и заслонкой в соотношении  $h_1/h_2$ , которое нарушает равновесие подсистемы, создавая перепад давления  $\Delta p = p_1 - p_2$  и смещая золотник Р. Последний – изменяет скорость гидроцилиндра  $v_1$ ,  $v_2$ .

### 3.4. Вспомогательные элементы гидропривода

Для эффективного функционирования гидросистем, помимо основной – насосной, направляющей и регулирующей гидроаппаратуры – необходимо применять вспомогательные устройства, осуществляющие хранение, подготовку, контроль и дальнейшее сопровождение рабочей жидкости в ходе работы гидропривода.

Устройства, осуществляющие данные функции и присутствующие в любой гидросистеме, следующие:

- фильтрующая аппаратура;

- теплообменная аппаратура;
- контролирующая гидроаппаратура;
- емкости для хранения рабочей жидкости.

#### 3.4.1. Гидроаппаратура очистки рабочей жидкости

Высокие требования, предъявляемые к чистоте рабочей жидкости [12, 14] гидросистем обусловлены серьезным влиянием загрязнителей, которые нарушают первоначальные характеристики гидравлических аппаратов и агрегатов.

В клапанной и золотниковой гидроаппаратуре загрязнения вызывают заклинивание исполнительных элементов, ложное срабатывание и износ мест сопряжения, увеличение усилия страгивания, эрозию острых кромок.

В гидродвигателях – интенсивный износ рабочих органов, внутренней поверхности корпусов и уплотнительных элементов.

Повышение тонкости фильтрации рабочей жидкости в гидросистеме с 25 до 5 мкм увеличивает ресурс насосов в 10 раз и гидроаппаратуры в 5-7 раз [15].

При соблюдении необходимых требований к чистоте гидросистемы удастся повысить надежность гидроприводов и уменьшить эксплуатационные расходы в среднем на 50%.

Однако фильтрация обеспечивает наибольший эффект лишь при комплексном соблюдении требований по типам применяемых масел, правилам их хранения и транспортирования, качеству очистки и герметизации гидросистем, регламентам их эксплуатации.

Устройствами, обеспечивающими очистку рабочей жидкости, являются разного рода фильтры, устанавливаемые в определенных местах, в зависимости от типа гидросистемы и ее функциональных особенностей.

По тонкости фильтрации фильтры, применяемые в гидросистемах, делятся на три группы:

- грубой очистки (сетчатые) – размер улавливаемых частиц свыше 0,1 мм;
- нормальной (пластинчатые, сетчатые) от 0,1 до 0,05 мм;
- тонкой очистки (войлочные, фетровые, картонные) до 0,005 мм.

На рис.3.48, *а* показана конструкция фильтра Ф10, который имеет сменные фильтроэлементы 2 из гофрированного картона, расположенные в стакане 1, который ввернут в головку 4. Последняя имеет подводное I и отводное II отверстия, втулку 3, подпружиненный перепускной клапан 7 и индикаторное устройство, содержащее

линзу 5 и экран 6. По мере загрязнения фильтроэлемента возрастает перепад давлений между входной и выходной полостями, в результате чего перепускной клапан 7 вместе с экраном 6 поднимается вверх, на наружном торце линзы 5 появляется красный круг (сигнал о засорении) и часть масла идет мимо фильтрующего элемента.

Сепараторы магнитные очистительные типа ФММ (рис.3.48, б) предназначены для очистки минеральных масел и смазочно-охлаждающих жидкостей от магнитных частиц от смеси с немагнитными.

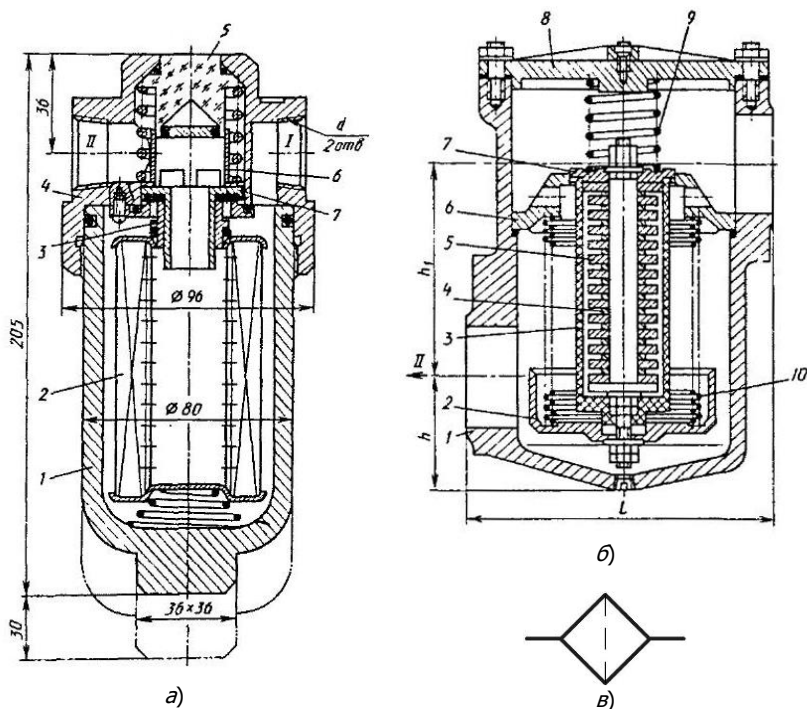


Рис.3.48. Конструкции очистительных фильтров: а – напорный фильтр типа Ф10; б – сливной фильтр типа ФММ; в – условное обозначение

Сепаратор состоит из корпуса 1, крышки 8, пружины 9, фильтрующего пакета из магнитов 5 и стальных шайб 4, обечайки 3, крышки 7 и пружинных элементов 10, установленных между упором 6 и стаканом 2. Загрязненная жидкость из отверстия I через каналы в упоре 6 поступает в полость между фильтрующим пакетом и пружинными элементами. Магнитные частицы осаждаются на обечайке 3 и

пружинных элементах 10, а очищенная жидкость отводится через отверстие II.

Место установки фильтра или фильтров в системе зависит от многих факторов, но в основном от давления и расхода жидкости [38].

При последовательном включении фильтра в напорную или сливную магистраль пропускная способность его должна соответствовать подаче насоса или наибольшему расходу жидкости в системе.

Фильтр 6 (рис.3.49, а), последовательно подключенный в систему, обеспечивает защиту гидроагрегатов от механических частиц и находится под максимальным давлением. Степень его загрязнения контролируется манометрами 3 и 5 (или дифманометром 4), при этом приемный фильтр 1 с пропускной способностью большей, чем у насоса, защищен клапаном 2 для предохранения системы и фильтра от перегрузок. Уравнение настройки пружины предохранительного клапана поясняет выражение:

$$p_{\kappa} = \Delta p_p + \Delta p_n + \Delta p_{\phi} + (0,2 - 0,3), \quad (3.56)$$

где  $p_p$  – рабочее давление в гидроцилиндре, МПа;  $\Delta p_n$  – перепад давления между насосом и гидроцилиндром, МПа;  $\Delta p_{\phi}$  – потери в фильтре (определяются техническими характеристиками фильтра), МПа.

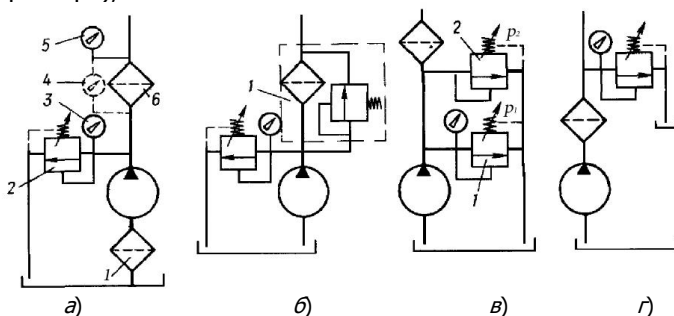


Рис.3.49. Схемы подключения фильтров в гидросистеме на нагнетании: а – после предохранительного клапана; б – с перепускным клапаном; в – с двумя предохранительными клапанами; г – перед предохранительным клапаном

В случаях, когда прекращение подвода жидкости в систему от насоса недопустимо, но возможна кратковременная работа без фильтрации, следует выбирать фильтр с перепускным клапаном 1 (рис.3.49, б), пружина которого должна настраиваться на максимально допустимый перепад давления в фильтре.

Более надежный вариант – установка двух параллельных предохранительных клапанов 1 и 2. Клапан 2 настраивается на давление  $p_2$  несколько больше  $p_1$  (рис.3.49, в).

Если падение давления в системе недопустимо, то фильтр устанавливается на напорной магистрали непосредственно за насосом, перед предохранительным клапаном, (рис.3.49, г) что исключает влияние на стабильность работы системы засоряющегося фильтра.

Установка фильтра на сливных магистралях связана с тем, что фильтр не подвержен большим давлениям и задерживает продукты износа, образующиеся при работе всех агрегатов системы. Однако подобная установка фильтра недопустима, когда нежелателен подпор давления, величина которого изменяется.

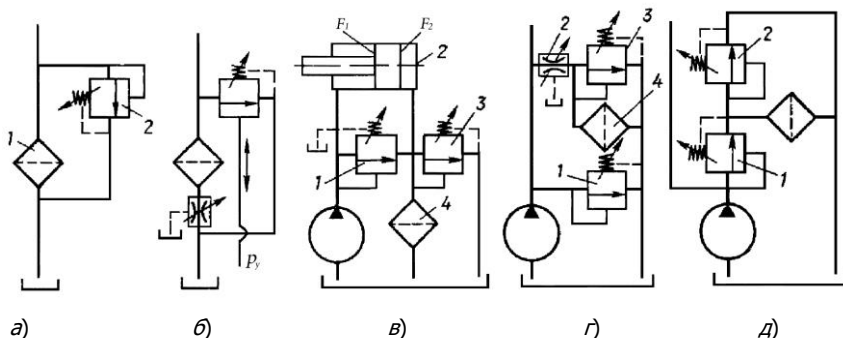


Рис.3.50. Схемы подключения фильтров в гидросистеме на сливе и параллельно: а – параллельно перепускному клапану; б – с дросселем и гидроуправляемым клапаном; в – с двумя предохранительными клапанами; г – параллельно предохранительному клапану с регулируемым дросселем; д – параллельно предохранительному клапану

Для предохранения фильтра 1 и ограничения величины противодействия параллельно фильтру устанавливается перепускной клапан 2 (рис.3.50, а), настройка которого производится с учетом максимально допустимой величины перепада давления в фильтре.

Если от гидродвигателя необходимо отвести большое количество жидкости, то параллельно дросселю следует подключать напорный золотник с дистанционным управлением (рис.3.50, б).

На сливной магистрали к цилиндру 2 подключен фильтр 4 (рис.3.50, в). Через этот фильтр жидкость отводится от предохранительного клапана 1, что позволяет после замены жидкости в баке произвести предварительную фильтрацию ее через клапан 1 и зна-



чительно уменьшить вероятность попадания загрязнений в систему. Перепускной клапан 3 открывается при увеличении перепада давления на фильтре. Расходная характеристика фильтра 4 должна быть больше подачи насоса.

*Параллельное подключение фильтра* в систему применяется, когда расходная характеристика фильтра меньше объема циркулирующей жидкости в напорной и сливной магистралях, а также для тонкой очистки жидкости, так как эти фильтры изготавливаются для сравнительно малых расходов.

Фильтр тонкой очистки 4 (рис.3.50, г), установленный параллельно клапану 3 после дросселя 2, пропускает только часть циркулирующей жидкости в системе и не защищает от проникновения малых частиц. Однако непрерывная очистка части потока уменьшает общую загрязненность.

В схемах, показанных на рис.3.50, г и д, соответственно клапаны 3 и 2 выполняют функцию перепускного устройства, а клапан 1 служит для поддержания постоянного давления и предохранения системы от перегрузки.

#### 3.4.2. Теплообменные аппараты

Наиболее радикальным способом предупреждения разогрева рабочей жидкости является исключение дроссельных потерь мощности в гидроприводе, однако практически полностью этого сделать никогда не удастся, и искусство разработчика заключается в их минимизации. Поскольку допустимая температура масла ограничивается обычно значением 55 °С, возникает задача охлаждения рабочей жидкости.

При ограниченном тепловыделении нормальный тепловой режим может быть обеспечен за счет выбора необходимой вместимости бака, однако с ростом дроссельных потерь мощности требуемая вместимость бака резко возрастает (например, при потерях мощности 2 кВт – не менее 400 л), поэтому целесообразно использовать устройства искусственного охлаждения – теплообменники.

В станкостроении получили распространение воздушные и водяные теплообменники, реже – хладоновые холодильные машины [28, 32]. Эффективность работы теплообменников возрастает при увеличении разности температур между маслом и охлаждающей средой, поэтому определенный перегрев масла неизбежен.

*Воздушные теплообменники* (рис.3.51) более широко применяются, поскольку имеют наименьшую стоимость, просты и удобны в эксплуатации, а также безопасны для гидросистемы. Однако из-за больших размеров и влияния температуры окружающей среды на теплоотдачу не всегда эффективны.

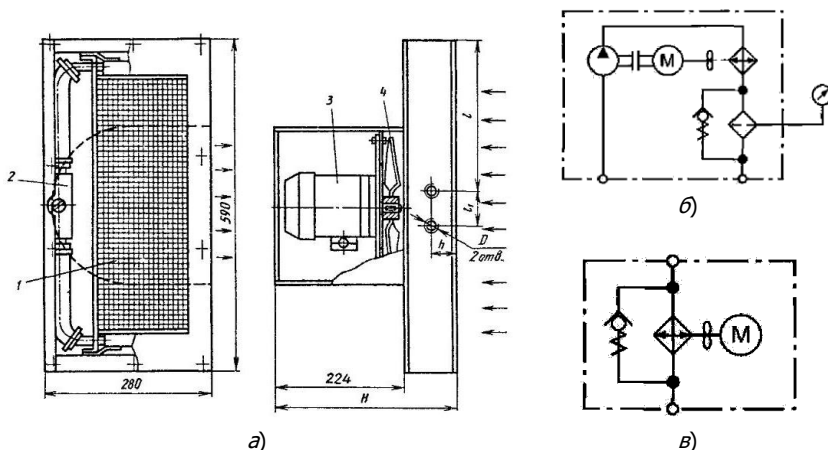


Рис.3.51. Воздушный теплообменный аппарат типа Г44-2:  
а – конструкция; б, в – условное изображение

Воздушные теплообменники типа Г44-2 по состоят из одного или нескольких масляных радиаторов 1, предохранительного клапана 2, электродвигателя 3 и вентилятора 4, собранных в металлическом каркасе. Предохранительный клапан защищает радиатор от перегрузки, перепуская часть масла в обход радиатора при перепаде давления более 0,2 МПа, но при пульсирующем потоке масла теплообменники имеют пониженную надежность. Направление потока воздуха показано стрелками [4].

*Водяные теплообменники* (рис.3.52) имеют большую рассеивающую способность, однако при их использовании требуется подвод и отвод воды к баку, происходит большой расход воды и не исключена опасность попадания воды в масло.

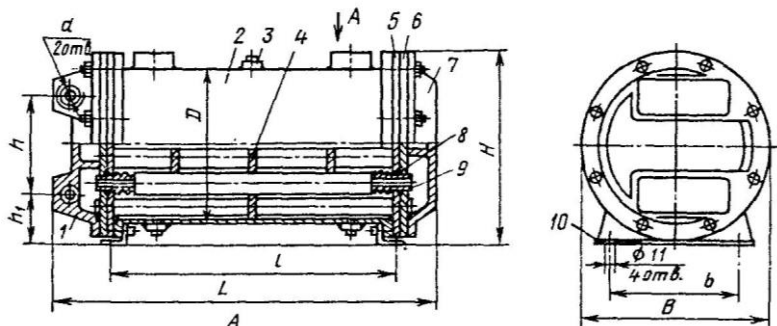


Рис.3.52. Водяной теплообменный аппарат типа МО

Маслоохладители водяные типа МО состоят из корпуса 2, крышек 1 и 7, перегородок 4 и ребристых труб 9, которые уплотняются кольцами 8, расположенными между дисками 5 и 6. Охлаждающая жидкость (вода) подводится к одному из отверстий диаметром  $d$ , проходит по ребристым трубам 9, делая четыре хода благодаря определенной форме полостей и перегородок в крышках, и через другое отверстие диаметром  $d$  отводится в канализацию. Охлаждаемая жидкость (масло) подводится в одно из отверстий диаметром  $d$ , проходит через межтрубное пространство, также делая несколько ходов в соответствии с профилем перегородок 4, и отводится через другое отверстие диаметром  $d$ . Для слива жидкости и выпуска воздуха предусмотрены пробки 3, для закрепления маслоохладителя – лапы 10.

*Хладоновые холодильные* машины (хладокомпрессорные установки) способны поддерживать заданную температуру с высокой точностью, однако имеют ограниченное теплорассеивание и трудоемки в техническом обслуживании.

Установившаяся в гидросистеме в процессе эксплуатации рабочая температура может быть слишком высокой. Постоянство температуры поддерживается в результате теплорассеивания стенками бака, трубопроводами и поверхностями машины, т.е. поверхности машины также выполняют роль маслоохладителя. Мощность, выделяемая при работе гидропривода, может быть найдена по формуле:

$$N_p = F\alpha(T_1 - T_2), \quad (3.57)$$

где  $N_p$  – рассеиваемая мощность, кВт;  $T_1$  – действительная температура масла, К;  $T_2$  – требуемая температура масла, К;  $\alpha$  – коэффициент теплопередачи (пропорциональности), кВт/(м<sup>2</sup>·К);  $F$  – площадь теплоизлучающей поверхности, м<sup>2</sup>.

Тогда потерю мощности можно вычислить, зная повышение температуры за определенный интервал времени в соответствии с выражением:

$$N_{\pi} = \frac{\Delta t \rho c}{t \cdot 3600}, \quad (3.58)$$

где  $N_{\pi}$  – потери мощности без учета теплорассеивания стенками бака, кВт;  $\rho$  – плотность масла, кг/м<sup>3</sup>;  $c$  – удельная теплоемкость рабочей жидкости, кДж/(кг·К);  $\Delta t$  – увеличение температуры, К;  $t$  – время работы, ч.

Как правило, вся вспомогательная гидроаппаратура встроена в насосно-энергетическую станцию и представляет собой единый модуль [32]. Насосные установки – это совокупность из одного или нескольких насосных агрегатов и гидробака, конструктивно оформленных как одно целое [19, 29].

Кроме того, насосная станция, выделенная в самостоятельный узел, уменьшает влияние вынужденных колебаний насоса и напорного золотника (возбуждающего колебания в системе в моменты срабатывания) на частотные характеристики исполнительных механизмов.

Применительно к станкам в ЭНИМС разработаны насосные установки: Г48-2 с одним насосом, Г48-3 с двумя насосами, Г48-1 с двумя насосами и с независимым потоком жидкости. На этих установках предусмотрены нормальная тонкая фильтрация жидкости и стабилизация температуры с помощью воздушного охлаждения в радиаторах.

## **4. СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ СКОРОСТЬЮ И СТАБИЛИЗАЦИИ ДВИЖЕНИЯ ГИДРОПРИВОДА**

Кинематические характеристики исполнительных движений ГФТО – перемещение, скорость, положение, направление – обеспечивают объемные гидромашины (см. п.3.1) или специальные устройства гидроавтоматики (дроссели, направляющие и дросселирующие распределители, регуляторы потока, порционеры, делители, сумматоры потока и др). Обязательным условием является регулирование объема рабочей жидкости в реальном времени. Эту задачу решают, применяя машинное (объемное), дроссельное, ступенчатое регулирование расхода рабочей жидкости и как следствие – управляют скоростью ИД. Иногда предлагают комбинированные способы регулирования (машинно-дроссельное, ступенчато-дроссельное и др.)

### **4.1. Дроссельное регулирование и стабилизация скорости гидропривода**

Основой дроссельного регулирования является применение специальных устройств – регулируемых дросселей, устанавливаемых на различных участках магистралей гидропривода [16].

Различают четыре варианта схем дроссельного управления скоростью:

- на входе в гидродвигатель (рис.4.1, *а*);
- на выходе из гидродвигателя (рис.4.1, *б, д, е*);
- в параллель насосу (рис.4.1, *в*);
- дифференциальная схема (рис.4.1, *г*).

Структурно они отличаются лишь местом установки дросселя 3 относительно гидроцилиндра 5. Однако функционирование каждой из них имеет свои особенности:

- в схемах 4.1, *а, б, г* – объемные потери в гидросистеме не влияют на скорость, так как имеется избыточный расход  $Q_{изб}$  компенсирующий утечки;

- в схеме 4.1, *в* такое влияние есть;

- схема 4.1, *б* обеспечивает более равномерное движение гидродвигателя, особенно при малых скоростях  $v < 1$  м/мин. Но при этом заметно снижается КПД гидросистемы;

- схемы 4.1, *а, б, г* работают с максимальной потребляемой насосом мощностью, так как независимо от силы технологической нагрузки  $F_n$ ,  $p_n = p_{к.п}$  и есть  $Q_{изб}$ ;

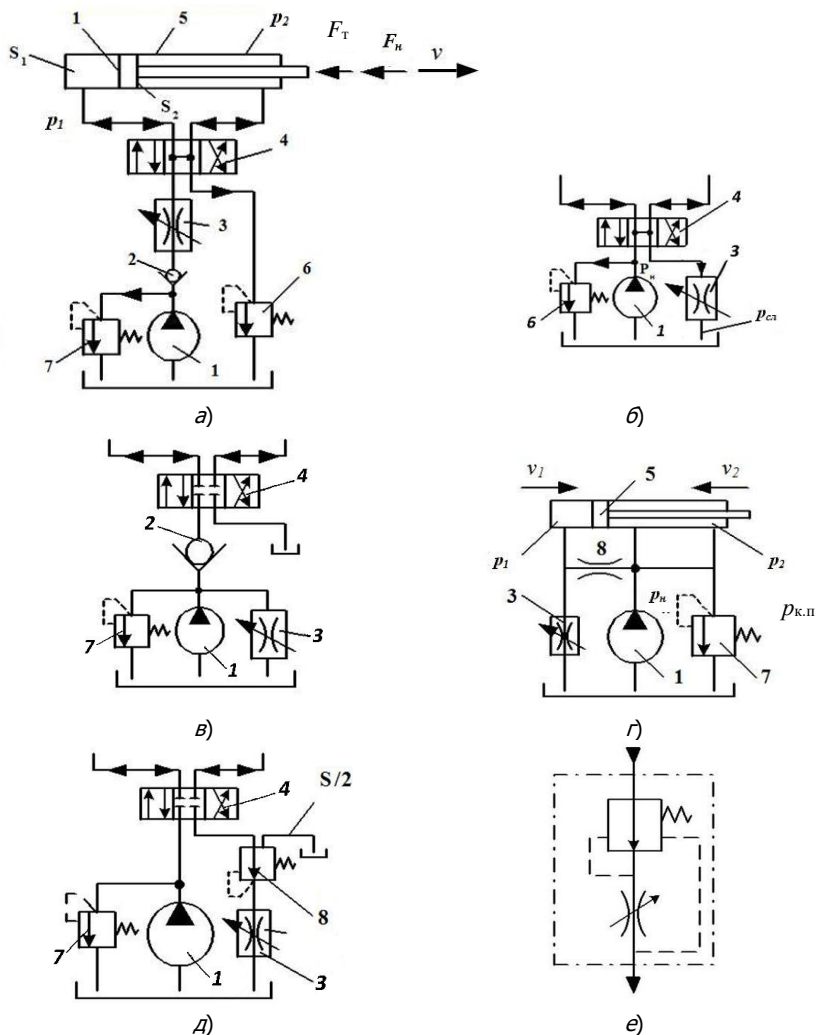


Рис.4.1. Дроссельное регулирование скорости: а – на входе; б – на выходе; в – в параллель; г – дифференциальная схема; д – с регулятором расхода; е – условное обозначение регулятора расхода

– в схеме 4.1, *в* потребляемая мощность определяется нагрузкой  $F_n$ , так как  $p_n = p_1 = \frac{F_t + F_n}{S_1}$ , где  $p_1$  – давление в нагнетательной полости гидроцилиндра, Па;  $F_t$  – сила трения, Н.

– схема 4.1, *г* характеризуется равномерностью и устойчивостью, так как обе полости цилиндра находятся под давлением  $p_1$  и  $p_2$  (где  $p_2$  – давление в сливной полости), кроме того, рабочий цикл выполняется без распределителя 4.

Расчет скорости движения гидроцилиндра осуществляется исходя из баланса расходов [24]. Для схем соответственно:

4.1, *а*

$$v_1 = \frac{Q_{др}}{S_1} = \frac{\mu S_{др}}{S_1} \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_n - p_1); \quad v_2 = \frac{Q_{др}}{S_2}; \quad (4.1)$$

4.1, *б*

$$v_1 = \frac{Q_{др}}{S_2} = \frac{\mu S_{др}}{S_2} \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_2 - p_{сл});$$

$$v_2 = \frac{Q_{др}}{S_1} = \frac{\mu S_{др}}{S_1} \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_1 - p_{сл}); \quad (4.2)$$

4.1, *в*

$$v_2 = \frac{Q_n}{S_2} - \frac{\mu S_{др}}{S_2} \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_n - p_{сл}); \quad (4.3)$$

4.1, *г*

$$S_{др} = 0; \quad v_1 = \frac{Q_{др}}{S_1} = \frac{\mu S_{др}}{S_1} \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_n - p_1); \quad (4.4)$$

$$S_{др} = S_0; \quad v_1 = v_2 = 0; \quad (p_1 S_1 = p_2 S_2); \quad (4.5)$$

$$S_{др} = S_{max}; \quad v_2 = \frac{Q_n - Q_{др}}{S_2} = \frac{Q_n}{S_2} - \frac{\mu S_{др}}{S_2} \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_n - p_{сл}), \quad (4.6)$$

где  $Q_{др}$  – расход жидкости, проходящей через дроссель, м<sup>3</sup>/с;  
 $\mu$  – коэффициент расхода дросселя;  $S_1$  – площадь сечения поршневой полости, м<sup>2</sup>;  $S_2$  – площадь сечения штоковой полости, м<sup>2</sup>;  $S_{др}$  – площадь проходного сечения дросселя, м<sup>2</sup>;

$p_n$  – давление, создаваемое насосом в напорной гидролинии, Па;  $p_{сл}$  – давление в сливной гидролинии, Па;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $S_0$  – площадь проходного сечения закрытого дросселя, м<sup>2</sup>;  $S_{max}$  – площадь проходного сечения открытого дросселя, м<sup>2</sup>;  $v_1$  – скорость выдвигания штока гидроцилиндра (движение вправо), м/с;  $v_2$  – скорость втягивания гидроцилиндра (движение влево), м/с.

Таким образом, в схеме 4.1,  $\Gamma$  дроссель 3 выполняет и функцию распределителя. Анализ выражений для расчета скоростей свидетельствует о существенном влиянии нагрузки  $F_n$  на скорость, например для схемы 4.1, а:

$$v_1 = \frac{\mu S_{др}}{S_1} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( p_n - \frac{F_n + F_t}{S_1} \right)}. \quad (4.7)$$

Увеличение нагрузки  $F_n$  приводит к снижению скорости  $v_1$  вплоть до останова цилиндра  $p_n = p = \frac{F_{n\max} + F_t}{S_1}$  ( $F_{n\max}$  – макси-

мальная нагрузка на штоке гидроцилиндра). Такое поведение дроссельных схем (см. рис.4.1) называют «структурной неравномерностью скорости». Ее уменьшают последовательным подключением к дросселю редукционного клапана 8 (рис.4.1, д) или применением регуляторов потока (рис.4.1, е). Клапаны давления, являясь нормально открытыми, самоустанавливаясь, под действием изменяющегося давления, поддерживают на дросселях постоянный перепад давления, стабилизируя расход и, как следствие, – скорость движения гидродвигателя.

## 4.2. Машинное регулирование скорости исполнительных движений гидропривода

Основным недостатком дроссельного управления скоростью движения гидродвигателя является значительная потеря мощности потока рабочей жидкости на дросселирование в проточной части дросселя. КПД таких схем  $\eta \leq 0,6-0,67$ . Такой способ применяют чаще всего при мощности привода  $N \leq 2-5$  кВт, однако простота реализации позволяет использовать дроссельное больших мощностях.

Существенно лучше энергетика гидромеханических систем с машинным (объемным) управлением скоростью движения исполнительного механизма [19]. Обобщенная структура такого решения



представлена на рис.4.2. Основой способа является применение объемных машин регулируемой производительности:

- $Q_{ГМ}=Var$  – I вариант;
- $Q_H=Var$  – II вариант;
- $Q_{ГМ}=Var$  ,  $Q_H=Var$  – III вариант.

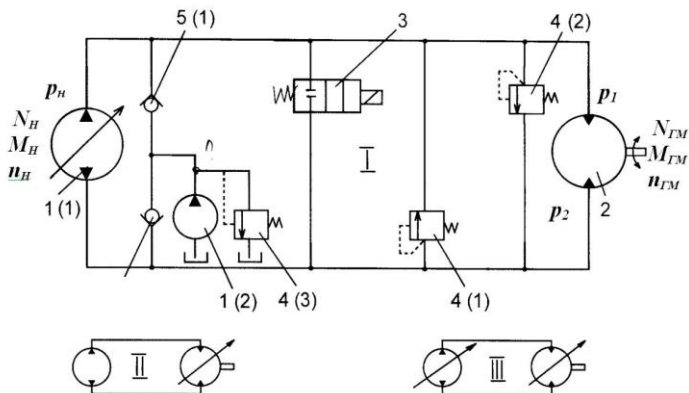


Рис.4.2. Машинное (объемное) регулирование скорости вращательного привода с закрытой циркуляцией

Задача питания решается изменением расходной характеристики объемной машины, регулированием рабочего объема  $q=Var$ . Выражение настройки скорости гидромотора получим из уравнения баланса расходов:

$$Q_H = Q_{ГМ} + \sum Q_y, \quad (4.8)$$

где  $Q_H$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с;  $Q_{ГМ}$  – расход жидкости, потребляемой гидромотором, м<sup>3</sup>/с;  $Q_y$  – расход, идущий на утечки, м<sup>3</sup>/с.

$$n_H q_H = n_{ГМ} q_{ГМ} + \sum_{i=1}^n r_i p_H, \quad (4.9)$$

где  $n_H$  – частота вращения насоса, с<sup>-1</sup>;  $q_H$  – рабочий объем насоса, м<sup>3</sup>;  $n_{ГМ}$  – частота вращения гидромотора, с<sup>-1</sup>;  $q_{ГМ}$  – рабочий объем гидромотора, м<sup>3</sup>;  $p_H$  – давление насоса, Па.

$$n_{ГМ} = n_H \frac{q_H}{q_{ГМ}} - \frac{\sum_{i=1}^n r_i p_H}{q_{ГМ}}. \quad (4.10)$$

Выражение для  $n_{ГМ}$  определяет настройку I, II, III вариантов структур.

В последнее время получает широкое распространение и IV вариант структуры машинного управления скоростью движения. Он основан на использовании в качестве приводного двигателя насоса – частотно-регулируемого асинхронного электродвигателя, когда  $n_H = n_{эд} = \text{Var}$ ,  $q_H = \text{const}$ ,  $q_{ГМ} = \text{const}$ . Успешность реализации IV варианта (см. рис.4.2) связана с адаптацией насосов постоянной подачи к диапазону изменений скоростей электродвигателя. Независимо от принимаемого варианта I-IV структуры способа в схеме присутствует устройство подпитки замкнутого контура 1(2), 3, 5(1), 5(2) и пусковой распределитель 3, клапаны защиты от перегрузки 4(1) и 4(2).

Замкнутая циркуляция, отсутствие избыточного расхода позволяют существенно улучшить энергетику привода в сравнении с дроссельным, однако следует учитывать, что стоимость регулируемых объемных машин существенно выше нерегулируемых.

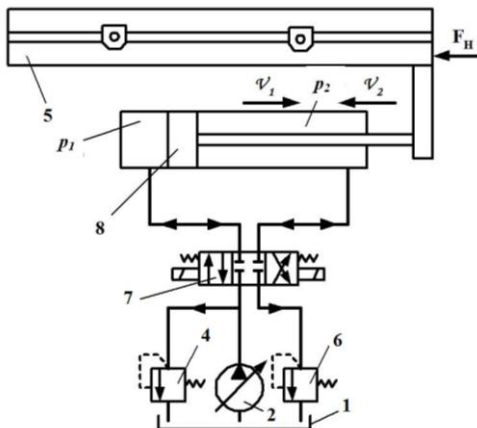


Рис.4.3. Схема объемное регулирование скорости линейного гидропривода

На рис.4.3 приведен пример линейного привода стола 5 от гидроцилиндра 8 по II варианту схемы объемного регулирования скорости с помощью регулируемого насоса 2. Реверсирование осуществляется распределителем 7, клапаны 4,6 – предохраняют систему от повышения давления, сливая жидкость в бак 1.

#### 4.3. Ступенчатое регулирование скорости гидропривода

Исполнительные движения ТО осуществляются по замкнутым рабочим циклам, формируемые траекториями быстрых и рабочих ходов, задержками включений при загрузке и разгрузке обрабатываемых

мой детали и др. [25]. В этом случае при жестких циклах использование одного насоса постоянной подачи не позволяет обеспечить требуемый энергетический режим. Подбирая насос по максимальному давлению (на рабочих ходах) и расходу (на быстрых ходах), не удается рационально использовать его мощность. При таких жестких рабочих циклах часто используют дискретное (ступенчатое) управление скоростью.

Способ основан на использовании секционной работы двух или большего количества нерегулируемых насосов в режиме совместной (параллельной или последовательной) или раздельной работы. Во втором случае один или группа насосов разгружаются на слив при минимальном давлении, уменьшая потери мощности на рабочих ходах или в периоды пауз в работе привода.

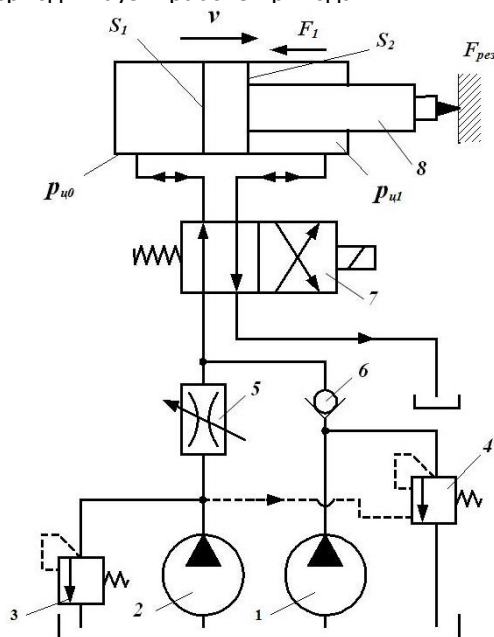


Рис.4.4. Ступенчатое регулирование скорости

На рис.4.4 приведена типовая схема такого способа для двух насосов. Насос 1 имеет невысокое давление, но большой расход; насос 2 – развивает высокое давление при малом расходе. На участках быстрого подвода со скоростью  $v_{б.п}$  давление в цилиндре 8

$p_{ц} = \frac{F_c}{S_1}$  (где  $F_c$  – нагрузка на гидроцилиндре;  $S_1$  – площадь поршня гидроцилиндра) невелико, насосы работают совместно и параллельно:

Н1 → КО6 → A(Q<sub>н1</sub> + Q<sub>н2</sub>) → P7 | ↑ ↓ | → ЛП Ц8/ПП Ц8 → P7 → Б  
 Н2 → ДР5

Тогда скорость быстрого подвода:

$$v_{б.п} = \frac{Q_{н1} + Q_{н2}}{S_1}. \quad (4.11)$$

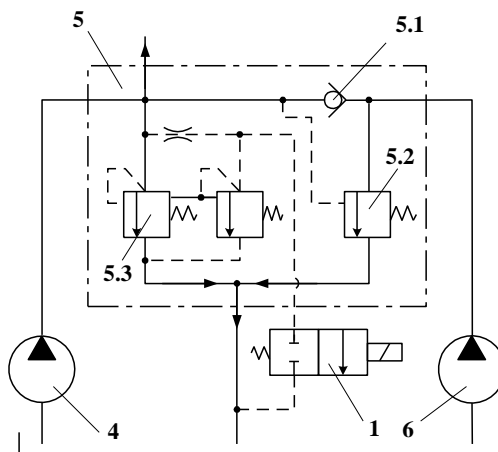


Рис.4.5. Разделительная панель

В момент приложения технологической нагрузки  $F_n$  (начало обработки детали) давление в цилиндре  $p_{ц} = \frac{F_1 + F_n}{S}$  увеличивается. Гидроуправляемый клапан 4 открывается, давление управления  $p_y$ , разгружает насос высокой подачи 1 на слив. Рабочий ход обеспечивает насос высокого давления 2 со скоростью  $v_{р.п} = \frac{Q_{др5}}{S_1}$ , регулируемый дросселем 5. Насосы работают отдельно через распределитель 7. При обратном ходе  $F_n=0$  насосы работают совместно параллельно. Скорость быстрого отвода находится по выражению:

$$v_{6.o} = \frac{Q_{н1} + Q_{н2}}{S_2}. \quad (4.12)$$

Рассмотренный на рис.4.4 пример можно решить, используя разделительную панель 5 на рис.4.5, состоящую из клапанов давления 4, 6 и обратного клапана 5. В положении «Стоп» панель обеспечивает разгрузку насосов высокого и низкого давления 1, 2 при давлении  $p_n = p_{сл}$ . Включением распределителя 3 открывают клапан высокого давления 6, обеспечивая сброс  $Q_1$  и  $Q_2$  на слив в бак. В таких случаях удастся увеличить среднецикловой КПД привода и оптимизировать энергозатраты.

#### **4.4. Стабилизация скорости исполнительных движений гидрофицированного автоматизированного технологического оборудования**

При использовании объемных гидроприводов с нерегулируемыми гидромашинами возникает необходимость поддержания постоянной скорости гидродвигателя при переменной нагрузке или обеспечения одинаковой скорости движения нескольких гидродвигателей [11, 13].

Рассмотрим дроссельно-клапанные регулирующие устройства на конкретных примерах [23]. Назначение регулятора потока жидкости (рис. 4.6), поступающей от насоса Н – стабилизировать скорость от гидромотора ГМ при различной внешней нагрузке на него. Отдельно взятый дроссель ДР не обеспечивает постоянство скорости гидромотора ГМ при переменной нагрузке.

Для стабилизации потока жидкости в гидроприводе с дроссельным регулированием скорости необходимо дополнительное автоматически действующее устройство, например клапан КД.

Положение клапана регулируется, с одной стороны, пружиной, а с другой – давлением жидкости: до дросселя  $p_n$  и после него  $p_{гм}$ . Клапан дросселирует часть потока жидкости, поступающего из напорной линии в бак Б. Благодаря такому устройству и действию клапан поддерживает постоянный перепад давления жидкости на дросселе. Перепад давления зависит от настройки (поджатия) пружины.

жины клапана. Обычно перепад составляет 0,1-0,3 МПа. Давление  $p_{ГМ}$  жидкости за дросселем ДР в камере гидродвигателя изменяется в зависимости от внешней нагрузки на гидродвигателе.

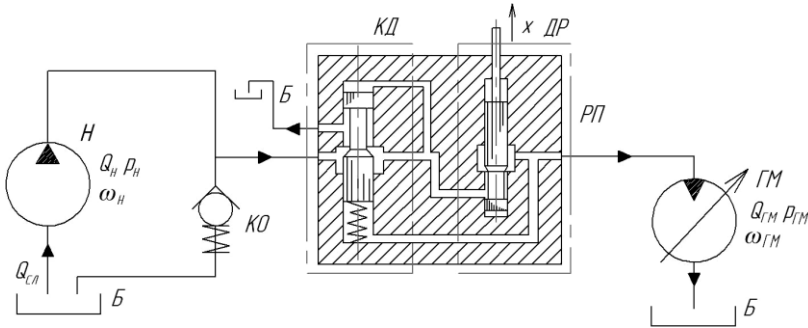


Рис.4.6. Схема гидропривода с регулятором потока жидкости

Давление  $p_n$  жидкости в напорной линии до дросселя ДР регулируется клапаном давления КД так, чтобы разница давлений  $p_n - p_{ГМ}$  оставалась постоянной. Следовательно, и расход  $Q_{ГМ}$  жидкости через дроссель в гидродвигатель будет постоянным.

При  $p_n - p_{ГМ} = \text{const}$  величина  $Q_n = \text{const}$ . Однако следует иметь в виду, что перепад давления  $\Delta p = p_n - p_{ГМ}$  на дросселе ДР клапан КД поддерживает с некоторой погрешностью. Для анализа причин погрешности рассмотрим уравнение равновесия сил на запорно-регулирующем элементе клапана давления:

$$F(p_n - p_{ГМ}) = c(l_0 + l) + P_t, \quad (4.13)$$

где  $F$  – эффективная площадь в камерах гидравлического управления клапаном,  $\text{м}^2$ ;  $c$  – жесткость пружины клапана,  $\text{Н/м}$ ;  $l_0$  – предварительное сжатие пружины клапана при настройке,  $\text{м}$ ;  $l$  – отклонение запорно-регулирующего элемента от исходного положения при работе клапана,  $\text{м}$ ;  $P_t$  – сила контактного трения на запорно-регулирующем элементе,  $\text{Н}$ .

Относительная погрешность регулирования перепада давления на дросселе:

$$\varepsilon_{п.д} = \frac{\Delta p - \Delta p_n}{\Delta p_n} = \frac{l}{l_0} + \frac{P_t}{cl_0}, \quad (4.14)$$

где  $\Delta p_{\text{и}}$  – идеальный регулируемый перепад давления жидкости возможен при  $l=0$  и  $P_{\text{т}}=0$ , Па;  $\Delta p$  – действительный перепад давления на дросселе ДР, регулируемый клапаном давления, Па.

Относительная погрешность стабилизации потока (расхода) жидкости:

$$\varepsilon_{\text{о.п}} = \frac{(Q_{\text{д}} - Q_{\text{д.и}})}{Q_{\text{д.и}}} = \sqrt{1 + \varepsilon_{\text{п.д}}} - 1, \quad (4.15)$$

где  $Q_{\text{д}}$  – действительный расход жидкости с учетом погрешности регулирования перепада давлений, м<sup>3</sup>/с;  $Q_{\text{д.и}}$  – идеальный расход, обеспечиваемый регулятором потока, м<sup>3</sup>/с.

Сила  $P_{\text{т}}$  контактного трения может иметь положительный или отрицательный знак в зависимости от направления перемещения запорно-регулирующего элемента клапана давления золотникового типа. Соответственно, различный знак может иметь и относительная погрешность  $\varepsilon_{\text{о.п}}$  стабилизации расхода жидкости. Основные способы снижения величины  $\varepsilon_{\text{о.п}}$  – гидростатическая и гидродинамическая разгрузка запорно-регулирующего элемента и увеличение взаимосвязанных параметров  $F$ ,  $c$  и  $l_0$  клапана.

Регуляторы потока жидкости могут иметь различные конструктивные модификации: с предохранительным клапаном, редукционным, обратным и включаются в гидросистему привода различно. Рассмотренный регулятор потока, как наиболее экономичный, применяется преимущественно в гидросистемах ТО.

## Библиографический список

1. ГОСТ 17752-81. Гидропривод объемный и пневмопривод. Термины и определения.– Взамен ГОСТ 17752-77; введ. 01.01.1982. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 73 с. – (Единая система конструкторской документации).

2. ГОСТ 2.701-84. Схемы. Виды и типы. Общие требования к выполнению.– Взамен ГОСТ 2.701-76; переизд. окт. 1986. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 17 с. – (Единая система конструкторской документации).

3. ГОСТ 2.704-76. Правила выполнения гидравлических и пневматических схем.– Взамен ГОСТ 2.704-68; введ. 01.01.78; переизд. окт. 1986. – М.: Изд-во стандартов 1987. – 9 с. – (Единая система конструкторской документации).

4. ГОСТ 2.780-96. Обозначения условные графические. Кондиционеры рабочей среды, емкости гидравлические и пневматические. – Взамен ГОСТ 2.780-68; введ. 01.01.98. – М.: Изд-во стандартов, 1997. – Межгосударственный стандарт.

5. ГОСТ 2.781-96. Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные. – Взамен ГОСТ 2.781-68; введ. 01.01.98. – М.: Изд-во стандартов, 1997. – Межгосударственный стандарт.

6. ГОСТ 2.782-96. Обозначения условные графические. Машины гидравлические и пневматические. – Взамен ГОСТ 2.782-68; введ. 01.01.98. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – Межгосударственный стандарт.

7. Абрамов Е.М. Элементы гидропривода: справ. пособие / Е.М. Абрамов, К.А. Колесниченко, В.Т. Маслов. – Киев: Техника, 1977. – 320 с.

8. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учеб. для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов. – М., 1982. – 432 с.

9. Бажин И.И. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И.И. Бажин, Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцгори и др.; под общ. ред. С.А. Ермакова. – М.: Машиностроение, 1988. – 312 с.

10. Бим-Бад Б.М. Атлас конструкций гидромашин и гидропередач: учеб. пособие для студентов машиностроительных специаль-



ностей вузов / Б.М. Бим-Бад, М.Г. Кабаков, В.Н. Прокофьев, С.Л. Стесин. – М.: Машиностроение, 1990. – 135 с.

11. Гойдо М.Е. Проектирование объемных гидроприводов. Библиотека конструктора / М.Е. Гойдо. – М.: Машиностроение, 2009. – 305 с.

12. Гидравлическое, пневматическое смазочное оборудование общего назначения, изготавливаемое в СНГ, Литве, Латвии в 1992 г.: информ. материал. – СПб., 1992. – 127 с.

13. Данилов Ю.А. Аппаратура объемных гидроприводов: рабочие процессы и характеристики / Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кириловский, Ю.Г. Колпаков. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.

14. Домогаров А.Ю. Рабочие жидкости и смазки: учеб. пособие / А.Ю. Домогаров, А.И. Степаков, И.С. Леладзе. – М.: Моск. автомобильно-дор. ин-т, 2005. – 102 с.

15. Домогаров А.Ю. Справочно-нормативные материалы на рабочие жидкости и смазки: учеб. пособие / А.Ю. Домогаров, А.И. Степаков, И.С. Леладзе. – М.: Моск. автомобильно-дор. ин-т, 2004. – 124 с.

16. Иванов Г.М. Проектирование гидравлических систем машин / Г.М. Иванов, С.А. Ермаков, Б.Л. Коробочкин, Р.М. Пасынков. – М.: Машиностроение, 1992. – 224 с.

17. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. – Изд. 2-е. – М.: Машиностроение, 1975. – 326 с.

18. Колев Н.С. Металлорежущие станки / Н.С. Колев, Л.В. Красниченко, Н.С. Никулин и др.; под ред. В.К. Тепинкичиева. – М.: Машиностроение, 1973. – 472 с.

19. Кондаков Л.А. Машиностроительный гидропривод / Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др.; под ред. В.Н. Прокофьева. – М.: Машиностроение, 1978. – 495 с.

20. Крейнин Г.В. Гидравлические и пневматические приводы промышленных роботов / Г.В. Крейнин, И.Л. Кривц, Е.Я. Винницкий, В.И. Ивлев; под ред. Г.В. Крейнина. – М.: Машиностроение, 1993. – 304 с.

21. Кузнецов М.М. Проектирование автоматизированного оборудования / М.М. Кузнецов, Б.А. Усов, В.С. Стародубов. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.

22. Металлорежущие станки / под ред. Н.С. Колева. – М.: Машиностроение, 1983. – 470 с.

23. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов: учеб. для студентов вузов по спец. «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» / К.Л. Навроцкий. – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.

24. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: учеб. для вузов / Д.Н. Попов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.

25. Попов Д.Н. Гидромеханика: учеб. для вузов / Д.Н. Попов, С.С. Панайотти, М.В. Рябинин; под ред. Д.Н. Попова. – М. Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 384 с.

26. Промышленные роботы в машиностроении: атлас схем и чертежей / под ред. Ю.М. Соломенцева. – М.: Машиностроение, 1987. – 140 с.

27. Сидоренко В.С. Изучение и разработка схмотехнических решений промышленного гидропривода: учеб. пособие / В.С. Сидоренко. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2006. – 104 с.

28. Свешников В.К. Гидроприводы металлорежущих станков и промышленных роботов / В.К. Свешников, А.А. Усов, Л.С. Столбов. – М.: НИИМаш, 1983. – 45 с.

29. Свешников В.К. Станочные гидроприводы / В.К. Свешников, А.А. Усов. – М.: Машиностроение, 2004. – 512 с.

30. Свешников В.К. Гидрооборудование. Насосы и гидродвигатели: номенклатура / В.К. Свешников. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Техинформ», 2009. – 390 с.

31. Свешников В.К. Гидрооборудование. Гидроаппаратура: номенклатура / В.К. Свешников. – М.: Издательский центр «Техинформ», 2002. – 509 с.

32. Свешников В.К. Гидрооборудование. Вспомогательные элементы гидропривода / В.К. Свешников. – М.: Издательский центр «Техинформ», 2003. – 446 с.

33. Сидоренко В.С. Элементы и системы гидрофицированного металлообрабатывающего оборудования: атлас схем и чертежей / В.С. Сидоренко. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2005. – 115 с.

34. Сидоренко В.С. Курсовое и дипломное проектирование гидрофицированной техники: учеб. пособие / В.С. Сидоренко, А.Т. Рыбак, Р.А. Фридрих, В.Н. Абрамова. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2005. – 98 с.

35. Сидоренко В.С. Синтез быстродействующих гидромеханических устройств / В.С. Сидоренко // Стин. – 2003. – №8. – С.16-20.

36. Схиртладзе А.Г. Станочные гидравлические системы: учеб. пособие / А.Г. Схиртладзе, В.П. Борискин, В.И. Иванов и др. – Старый Оскол: ООО «ТНТ», 2007. – 276 с.

37. Трифонов О.Н. Приводы автоматизированного оборудования / О.Н. Трифонов, В.И. Иванов, Г.О. Трифонова. – М.: Машиностроение, 1991. – 336 с.

38. Федорец В.А. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков / В.А. Федорец, М.Н. Педченко, А.Ф. Пичко и др.; под ред. В.А. Федорца. – Киев: Вища шк., 1987. – 375 с.