

ГЛАВА 6. АППАРАТУРА УПРАВЛЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ

В составе любого гидравлического привода обязательным элементом является гидравлическая аппаратура. Без нее ни один привод не обеспечит выполнения своего служебного назначения. Все многообразие гидравлической аппаратуры можно разделить на три группы:

- регулирующая;
- направляющая (распределительная);
- контрольно-измерительная.

Каждая из этих групп, в свою очередь, состоит из нескольких типов аппаратов, объединенных в эту группу по какому-то общему признаку.

Регулирующая аппаратура. К этой группе относят аппараты, которые обеспечивают функцию регулирования основных параметров гидроприводов – давления и расхода жидкости. Это различного рода клапаны давления и устройства, изменяющие скорость потока жидкости.

Гидравлический дроссель – это регулируемое сопротивление, обеспечивающее управление потоком жидкости, проходящей через него, путем изменения площади проходного сечения самого аппарата.

Гидравлические дроссели по своим характеристикам делятся на линейные и квадратичные.

В регулируемых линейных дросселях (см. рис. 6.1, *a* и *б*) сопротивление регулируется изменением длины a канавки однозаходного винта путем ввинчивания или вывинчивания винта. Сопротивление этого дросселя зависит от вязкости жидкости, поэтому он может быть применен лишь при условии постоянства температур.

Дроссельный канал можно рассматривать как трубку прямоугольного или треугольного, в зависимости от профиля резьбы, сечения и расчет сопротивления в первом приближении вести по общим формулам для труб. Для канавки прямоугольного сечения со сторонами a и b

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{4r} \cdot \frac{V^2 \rho}{2},$$

где $L = \pi dk$ – длина канавки при среднем диаметре d резьбы и числе k витков; $r = \frac{ab}{2(a+b)}$ – гидравлический радиус, равный отношению площади ab сечения канавки к ее периметру $2(a+b)$; V – скорость потока; ρ – плотность жидкости.

Значение

$$Re = \frac{4rV}{\nu}$$

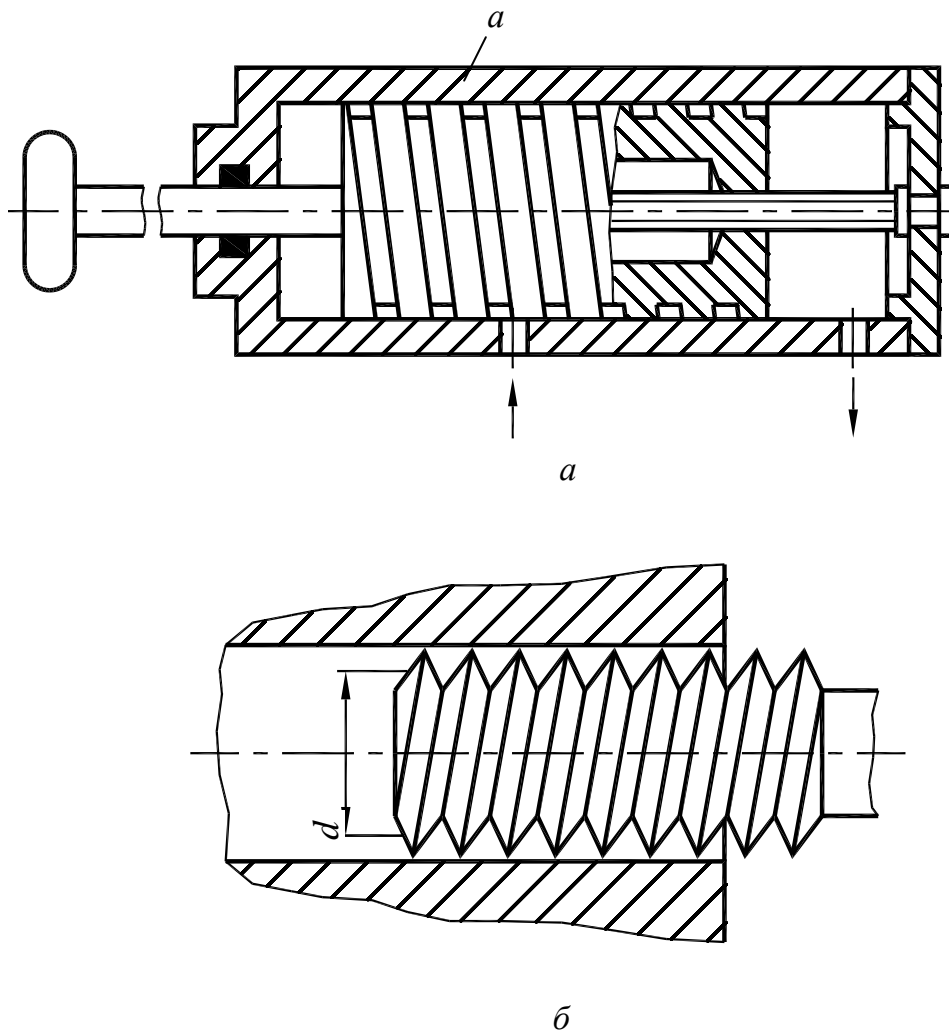


Рис. 6.1. Схемы линейных дросселей

Квадратичные дроссели. К дросселям гидросистем, работающим в условиях широкого температурного диапазона, предъявляется требование – форма проходного сечения дроссельного клапана не должна значительно изменять коэффициент расхода жидкости при измерении теплового режима работы, т.е. при изменении вязкости жидкости. Кроме того, поскольку при уменьшении периметра проходного сечения канала дросселя уменьшается вероятность его засорения, этот периметр следует выбирать минимальным. Очевидно, лучшими с этой точки зрения являются

дроссели с меньшим отношением периметра дроссельной щели к площади ее сечения и с наиболее короткими каналами (проходами для жидкости).

Щелевой дроссель (рис. 6.2) состоит из рукоятки 1, крышек 2 и 5, корпуса 3 и плунжера 4. Проходное окно для жидкости образуется за счёт щели, образуемой кромками прорези *Б* в плунжере 4 и корпусом 3 аппарата. Жидкость поступает в аппарат по каналу *П*, через отверстия в плунжере входит внутрь его и выходит в канал *О* отвода жидкости через прорезь *Б*.

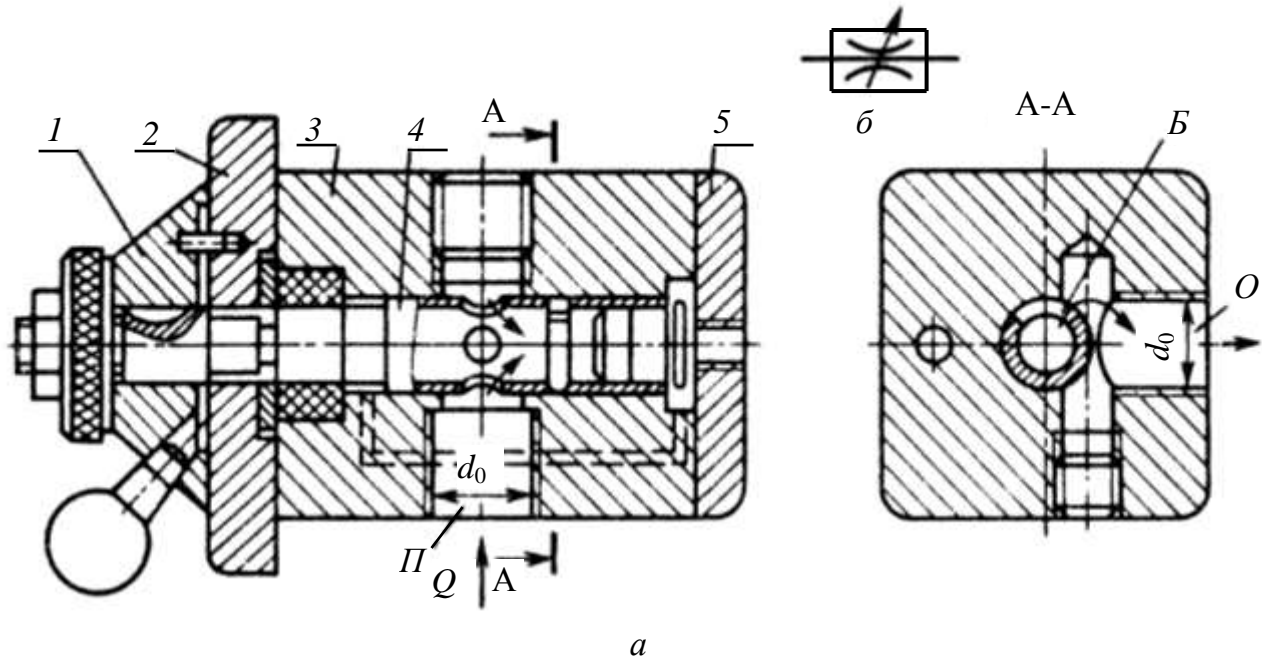


Рис. 6.2. Гидравлический дроссель Г77-1:
а – конструкция; *б* – условное обозначение

Площадь сечения дросселя зависит от угла поворота плунжера 4 и ширины его прорези *Б*, т. е. в этом случае можно записать, что площадь проходного окна дросселя

$$f_{др} = br\varphi,$$

где *b* – ширина прорези; *r* – радиус отверстия внутри плунжера; φ – угол открытия прорези, рад.

Поток жидкости, проходящей через дроссель

$$Q_{др} = \mu f_{др} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} \quad (6.1)$$

где μ – коэффициент расхода; ρ – плотность жидкости; p_1 и p_2 – давления жидкости соответственно на входе и выходе дросселя.

Из последнего выражения видно, что зависимость потока жидкости от площади проходного сечения дросселя линейная, а от давлений на входе и выходе аппарата – нелинейная.

Широко распространены и другие формы проходных окон дросселей, особенно в виде боковой поверхности цилиндра (рис. 6.3, *а*) и игольчатая (рис. 6.3, *б*).

В первом случае площадь проходного сечения дросселя зависит от расстояния l между кромками плунжера 1 и проточкой во втулке 2 ($f_{др} = \pi dl$), которая может изменяться путем осевого смещения плунжера. В игольчатых дросселях (рис. 6.3, *б*) плунжер представляет собой иглу с малым углом α . Путем осевого смещения иглы меняется зазор между иглой и кромками проточек втулки и площадь проходного окна. Благодаря малому углу α с помощью таких дросселей достигается тонкая настройка расхода жидкости.

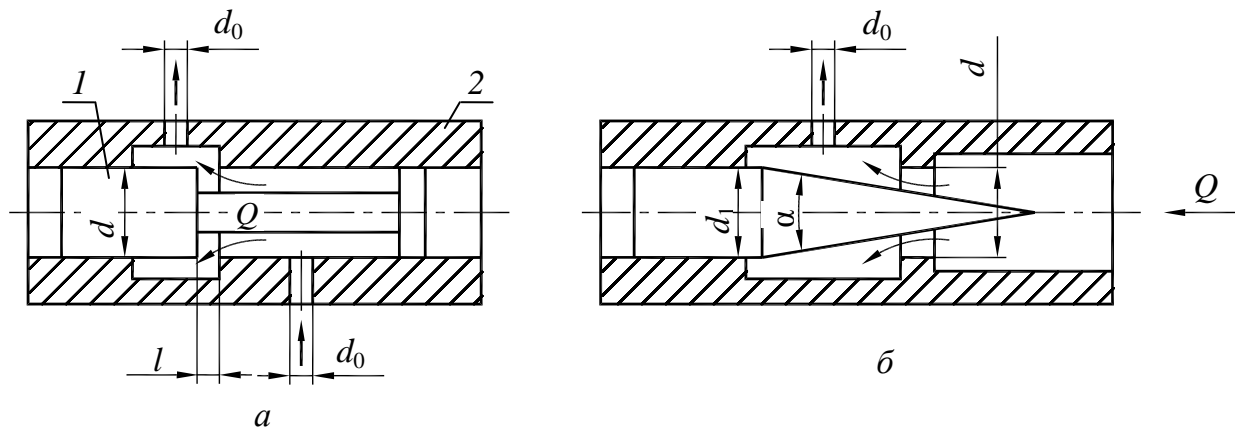


Рис. 6.3. Формы проходных окон гидродросселей:
а – боковая поверхность цилиндра; *б* – игольчатая

Для указанных дросселей важно соблюсти следующее условие: площадь сечения входных и выходных каналов с диаметром d_0 не должна быть меньше наибольшей площади проходного окна дросселя, иначе сопротивление на входе или выходе аппарата будет больше, чем в самом дросселе.

Клапаны давления. Предохранительный клапан давления прямого действия (см. рис. 6.4) предназначен для предохранения гидросистемы и насоса от перегрузок, для поддержания постоянного давления в напорной гидролинии и для создания подпора в сливных полостях гидродвигателей.

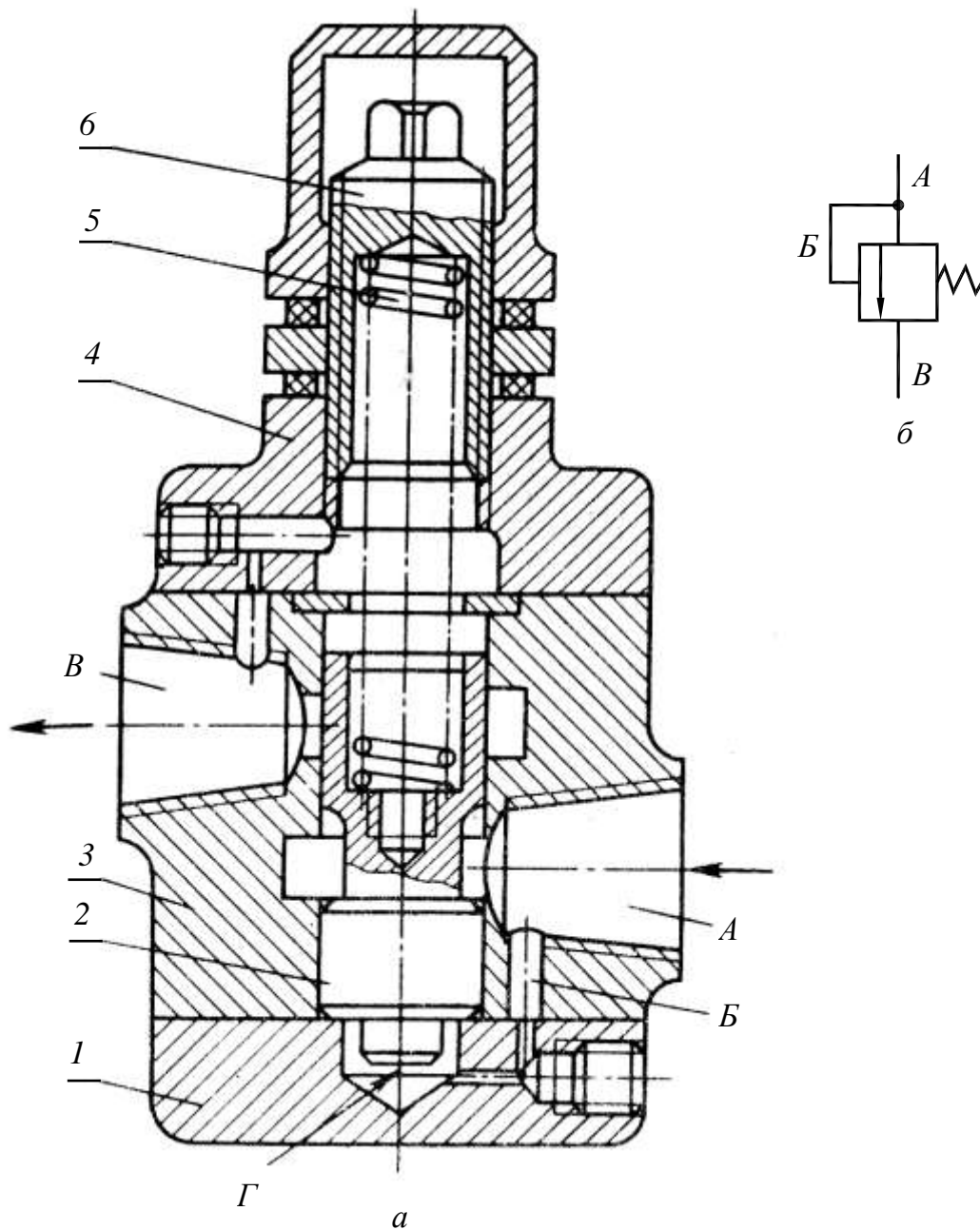


Рис. 6.4. Предохранительный клапан давления прямого действия:
a – конструкция; *б* – условное обозначение

В корпусе 3 клапана размещен плунжер 2, поджимаемый к нижней крышке 1 пружиной 5 и гайкой 6, установленных в верхней крышке 4. Принцип действия этого аппарата состоит в следующем. Если давление жидкости в канале *A*, а следовательно, в канале *B* и в полости *Г* под ниж-

ним торцом плунжера 2 возрастает настолько, что создается сила, сжимающая пружину 5, то плунжер 2 поднимается вверх, соединяя полость A подвода вверх, соединяя полость A подвода жидкости с полостью B отвода. При отсутствии давления каналы A и B не соединены, т. е. клапан закрыт, такой аппарат называют нормально закрытым.

В случае, когда аппарат используют для предохранения от перегрузок параллельно предохраняемой гидролинии, способ установки предохранительного клапана показан на рис. 6.5, *а*. Если с его помощью создается подпор в сливных полостях гидродвигателей, то клапан давления устанавливают последовательно с двигателем (рис. 6.5, *б*). Таким образом, при перегрузках гидросистемы предохранительный клапан открывается и поток жидкости от насоса направляется в бак (рис. 6.5, *а*). При этом в напорной гидролинии насоса устанавливается давление p_n , определяемое настройкой

клапана $p_n = \frac{G_{пр}}{f_{кл}}$. Такое же давление устанавливается и в сливной гидро-

линии гидродвигателя (рис. 6.5, *б*) при движении поршня вправо. Поэтому, регулируя натяг пружины клапана гайкой $б$ (см. рис. 6.4), можно настраивать различные, необходимые по условиям работы гидросистемы давления.

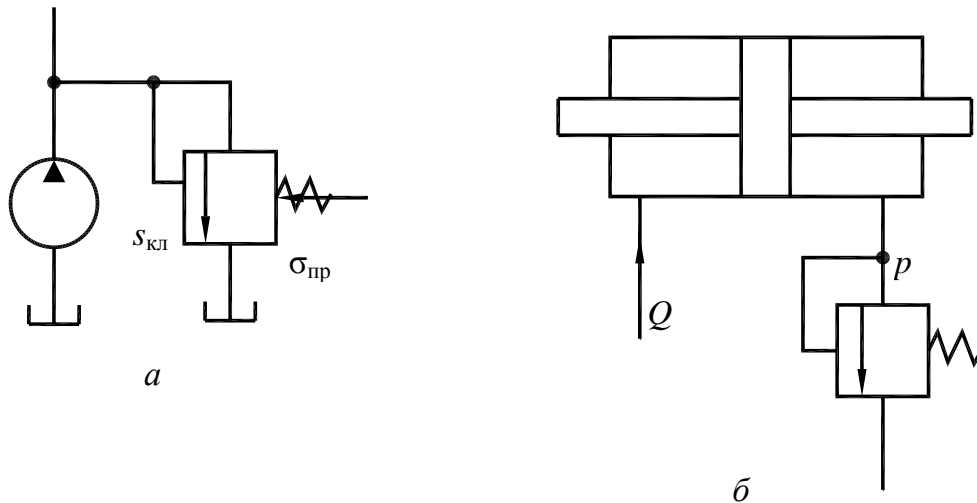


Рис. 6.5. Способы установки предохранительного клапана давления прямого действия

Недостатком клапанов давления прямого действия (прямое действие потому, что давление в полости A используется непосредственно для управления положением плунжера, когда полость $Г$ напрямую соединена

каналом *Б* и полостью *А*) является большая зависимость размера аппарата от пропускаемых потоков жидкости.

Предохранительный клапан давления непрямого действия (рис. 6.6) отличается от предыдущего аппарата тем, что состоит из нескольких элементов.

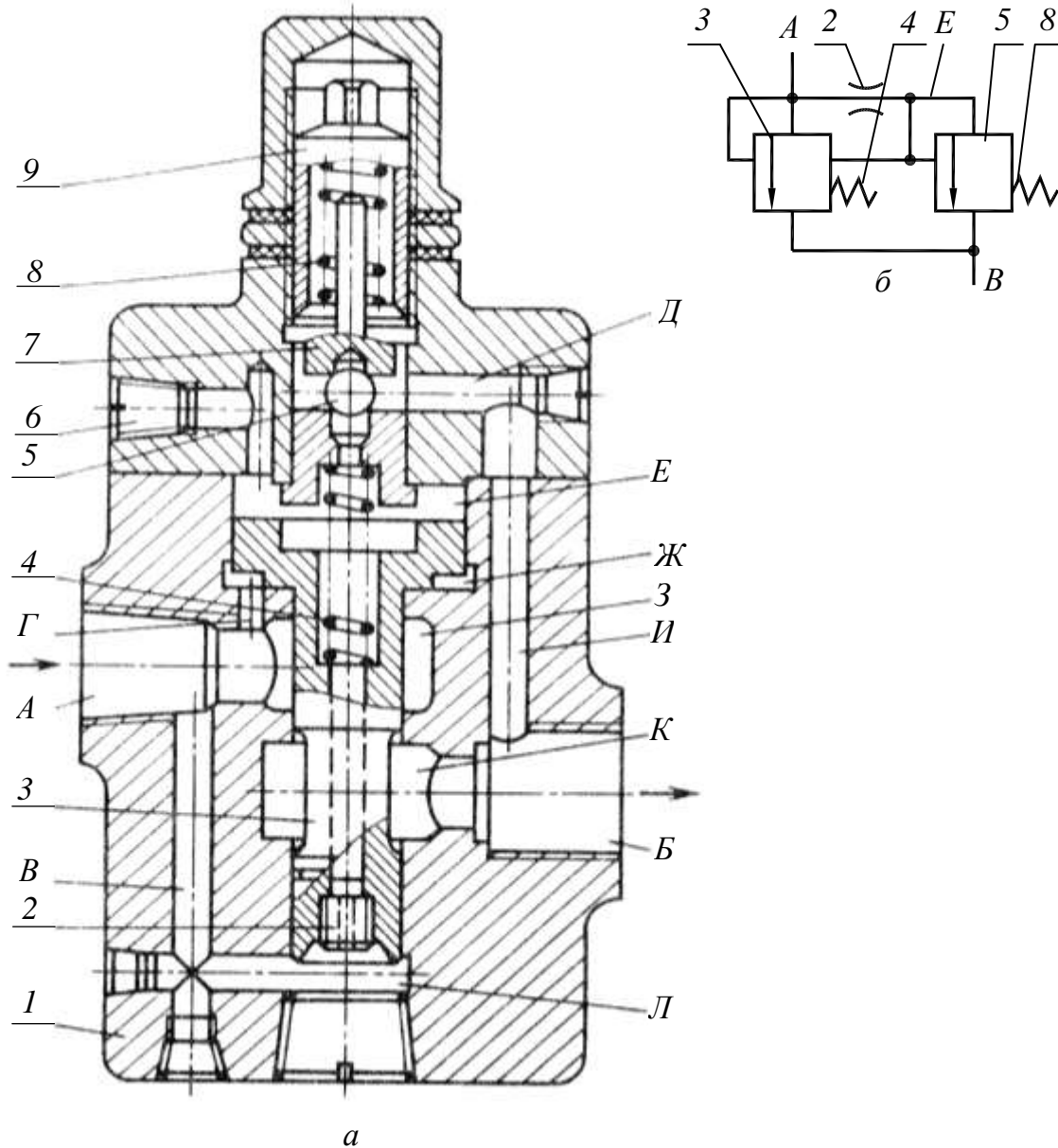


Рис. 6.6. Предохранительный клапан давления непрямого действия:
а – конструкция; *б* – условное обозначение

В корпусе *1* размещен переливной плунжер *3*, шарик *5*, а демпфер *2* (нерегулируемое сопротивление) установлен в плунжере *3*. С помощью пружины *4* обеспечивается закрытое состояние клапана давления в любом

положении. Гайкой 9 регулируют натяг пружины 8, поджимающей шарик 5 к седлу через опору 7.

Назначение клапана давления непрямого действия – предохранять гидросистему от перегрузки, поддерживать постоянное давление, создавать подпор в сливных гидролиниях, а также разгружать насос. Принцип действия этого аппарата заключается в следующем. При выполнении первых трех функций назначения срабатывание (открытие) клапана давления непрямого действия происходит в два этапа: при увеличении давления в подводящем канале *A* (а значит, в каналах *B*, *Г* и в полостях *Л*, *Ж* и *Е*) возрастает сила, действующая на шарик 5. Если эта сила преодолет силу пружины 8, то шарик поднимается вверх, а рабочая жидкость из полости *Е* пойдет по каналам *Д* и *И* в канал *Б*. Тем самым понизится давление в полости *Е* и нарушится равновесие сил на плунжере 3. Последний поднимается вверх, соединив полости 3 и *К*, а жидкость из канала *A* начинает поступать основным потоком в канал *Б*. Такое состояние будет продолжаться до тех пор, пока давление в канале *A* не понизится, вследствие чего плунжер 3 и шарик 5 закроют проходные щели.

Рассмотрев равновесие сил на плунжере 3 во время открытого состояния клапана, можно без учета сил трения и инерции записать следующее уравнение статики:

$$p_n f_{\text{кл}} - p f_{\text{кл}} - G_{\text{пр}4} = 0,$$

где p_n – давление в канале *A* и в полостях *Ж* и *Л*; $f_{\text{кл}}$ – площадь торца плунжера 3 в полости *Е* и сумма площадей торцов плунжера в полостях *Ж* и *Л*; p – давление в полости *Е*; $G_{\text{пр}4}$ – сила пружины 4.

Давление p в полости *Е* зависит от силы $G_{\text{пр}8}$ пружины 8 и эффективной площади $f_{\text{ш}}$ шарика 5, т. е.

$$p = \frac{G_{\text{пр}8}}{f_{\text{ш}}}.$$

Решив совместно два последних выражения, получим

$$p_n = \frac{G_{\text{пр}8}}{f_{\text{ш}}} + \frac{G_{\text{пр}4}}{f_{\text{кл}}}. \quad (6.2)$$

Из этого выражения видно, что фактическое давление в канале *A* несколько выше давления, настраиваемого пружиной 8, на величину, зависящую от нерегулируемой пружины 4. Поскольку сила этой пружины подбирается такой, чтобы она могла обеспечивать закрытое состояние клапана в его любом положении, т. е. соизмеримой с силой тяжести плунжера 3,

постольку второе слагаемое выражения (6.2) можно принять равным нулю и считать, что давление p_n в канале A равно давлению, настраиваемому пружиной 8.

При выполнении функции разгрузки насоса срабатывание клапана происходит несколько иначе. В этом случае заклапанная полость E соединяется с баком напрямую (вместо пробки b вворачивается штуцер со сливным трубопроводом). Поэтому давление в полости E будет равно атмосферному (избыточное давление при этом равно нулю), а шариковый клапан будет закрыт. Но при этом на плунжере 3 нарушается равновесие сил (силе от давления в канале A и полостях $Ж$ и $Л$ будет противодействовать лишь сила пружины 4), и он поднимается вверх, соединив каналы A и B . Понижение давления в канале A , а значит, и разгрузка насоса будут обусловлены тем, что теперь для поддержания клапана открытым необходима лишь сила давления, преодолевающая силу пружины 4. А она, как мы выяснили при анализе выражения (6.2), есть величина небольшая. Поэтому

и давление в канале A понизится до значения $p_n = \frac{G_{пр4}}{f_{кл}}$, близкого к нулю.

Такой режим предохранительного клапана очень удобен в аварийных или других критических ситуациях, возникающих при работе гидропривода. Устанавливается предохранительный клапан аналогично клапану прямого действия: на первом, втором и четвертом режимах работы – параллельно, на третьем – последовательно.

Редукционный клапан давления (см. рис. 6.7) предназначен для понижения давления на выходе аппарата и поддержания его постоянным. Он состоит из корпуса 1 с находящимися в нем плунжером 3 с демпфером 2 и пружиной 4, крышки 8 с клапаном 7, гайкой 5 и настроечной пружиной 6. Понижение давления в выходном канале B , по сравнению с давлением в канале входа A , осуществляется за счет дросселирования рабочей жидкости через зазор между кромками плунжера 3 и проточки B в корпусе, а поддержание его постоянным – за счет постоянного открытого состояния клапана 7.

Действует аппарат следующим образом. Жидкость поступает к аппарату по каналу A и через зазор между кромками проточки B и плунжера 3 и полость $Г$ проходит в канал B .

Одновременно часть жидкости из него поступает в полость $Д$ и через демпфер 2 и полость E к клапану 7, открывает его при давлении $p_1 = \frac{G_{пр6}}{f_{кл7}}$

(где $G_{пр6}$ – сила, определяемая настройкой пружины 6; $f_{кл7}$ – эффективная площадь клапана 7) и сливается в бак.

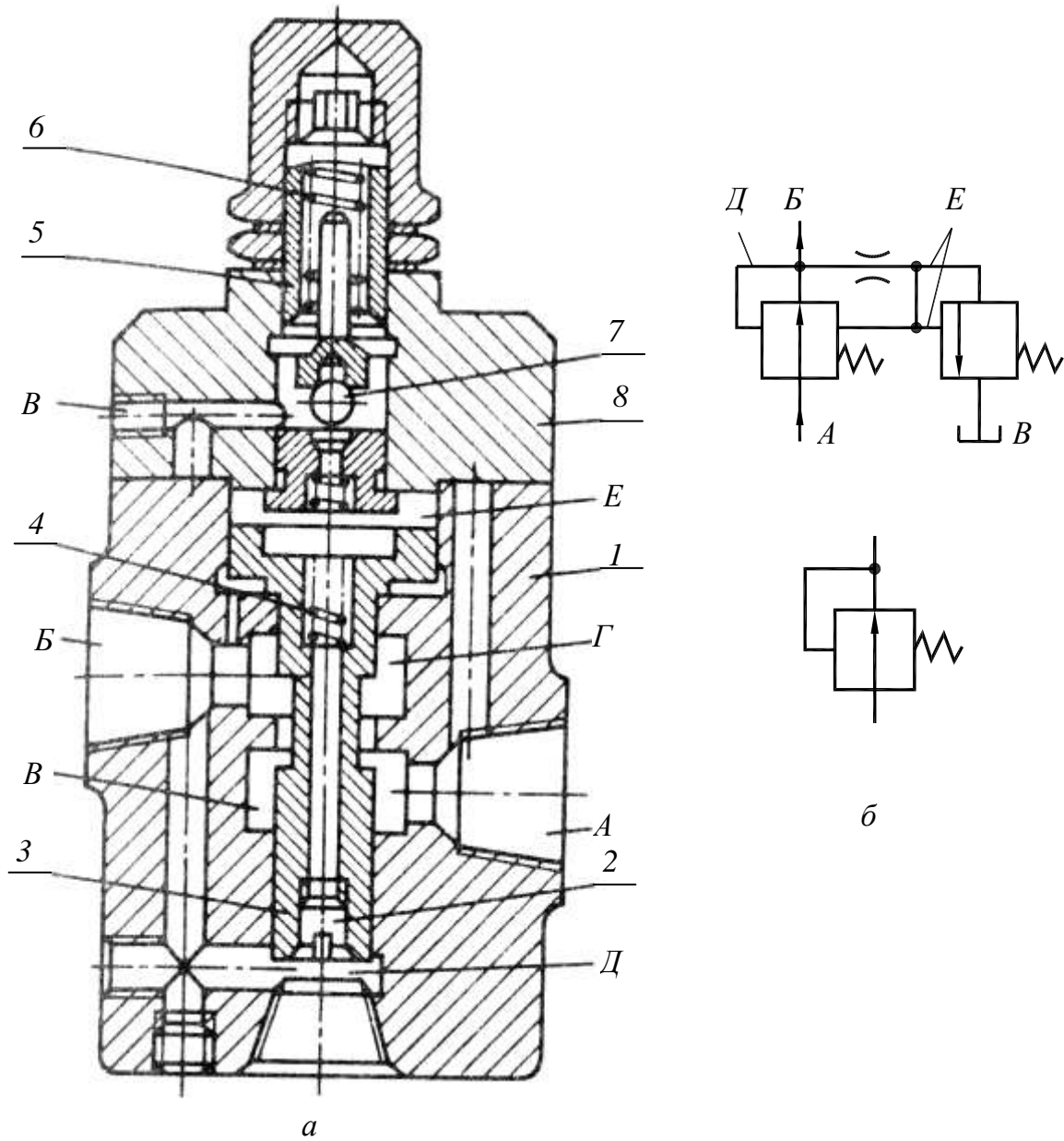


Рис. 6.7. Редукционный клапан давления Г57:
 а – конструкция; б – условное обозначение

При этом на демпфере 2 создается перепад давлений $\Delta p = p - p_1$, а на плунжере 3 устанавливается равновесие сил:

$$pf_{пл3} - G_{пр4} - p_1 f_{пл3} = 0. \quad (6.3)$$

Из этого выражения легко определить давление на выходе редукционного клапана:

$$p = p_1 + \frac{G_{\text{пр}4}}{f_{\text{пл}3}},$$

где $G_{\text{пр}4}$ – сила пружины 4; $f_{\text{пл}3}$ – эффективная площадь торца плунжера 3.

Выражение (6.3) показывает, что давление p на выходе редукционного клапана зависит лишь от настройки пружины 6, поскольку второе слагаемое этого выражения есть величина постоянная и небольшая. В связи с этим принято считать, что редуцированное давление $p \rightarrow p_1$, а его настройку осуществляют путем изменения натяга пружины 6.

В отечественном машиностроении имеется большое число разновидностей регулирующей аппаратуры. Рассмотренные выше аппараты предназначены для трубного монтажа, т. е. их подсоединение в гидросистеме осуществляется с помощью трубопроводов и штуцеров. Однако в практике эксплуатации гидроприводов применяют также монтаж гидроаппаратуры стыковой (притычной), когда аппараты присоединяют к плоскостям промежуточных панелей, и встраиваемой (вставной), когда аппараты устанавливают непосредственно в корпусах гидравлических панелей. На рис. 6.8–6.10 приведены конструкции клапанов давления стыкового и вставного монтажа.

На рис. 6.8 изображен предохранительный клапан прямого действия ПГ54-3, который устанавливают на гидравлическую панель плоскостью П. Подвод рабочей жидкости к плунжеру 2 осуществляется по каналу В в корпусе 1, а отвод – по аналогичному каналу, выходящему в проточку В. Необходимое давление настраивают винтом 4, сжимающим пружину 3.

На рис. 6.9 приведена конструкция предохранительного клапана непрямого действия вставного (встраиваемого) монтажа мод. МКПВ – .../3Ф2, а на рис. 6.10 – редукционного клапана МКРВ – .../3Ф вставного монтажа. Эти аппараты устанавливают внутрь соединительной панели по цилиндрическим поверхностям Ц1 и Ц2 и прижимают к ней по плоскости П. Подвод жидкости к плунжеру 2 осуществляется по каналу А, отвод – по каналу Б, выполненным во втулке 1, а необходимое давление настраивают пружиной 6, одной стороной опирающейся на клапан 5, а другой – на регулировочный винт 7, изменяющий натяг пружины 6, установленной в крышке 4. Рабочая жидкость проходит к клапану 5 через демпфер 3 в плунжере 2. Места соединений аппарата и панели гер-

метизируют уплотнительными манжетами в виде круглых резиновых колец, установленных в проточках поверхностей Ц1, Ц2 и П.

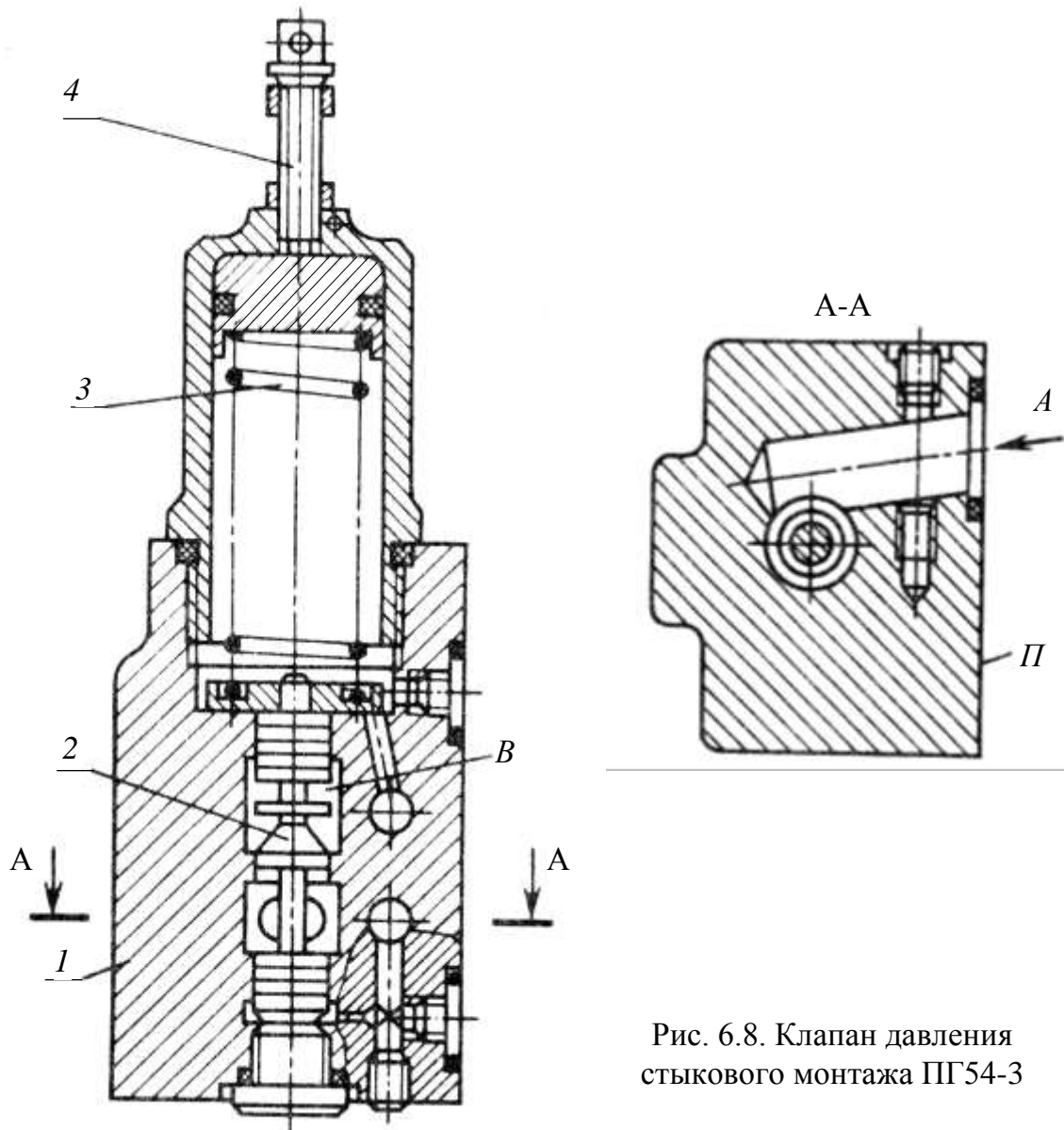


Рис. 6.8. Клапан давления стыкового монтажа ПГ54-3

Выше (см. рис. 6.5) было отмечено, что клапаны давления можно установить параллельно трубопроводу и непосредственно в нем. Во втором случае исключается возможность движения жидкости по этому трубопроводу в обоих направлениях, так как клапаны давления прямого и непрямого действия пропускают жидкость только в одном направлении – от канала *A* в канал *B*. Этот недостаток устранен в конструкции клапана давления, приведенного на рис. 6.11.

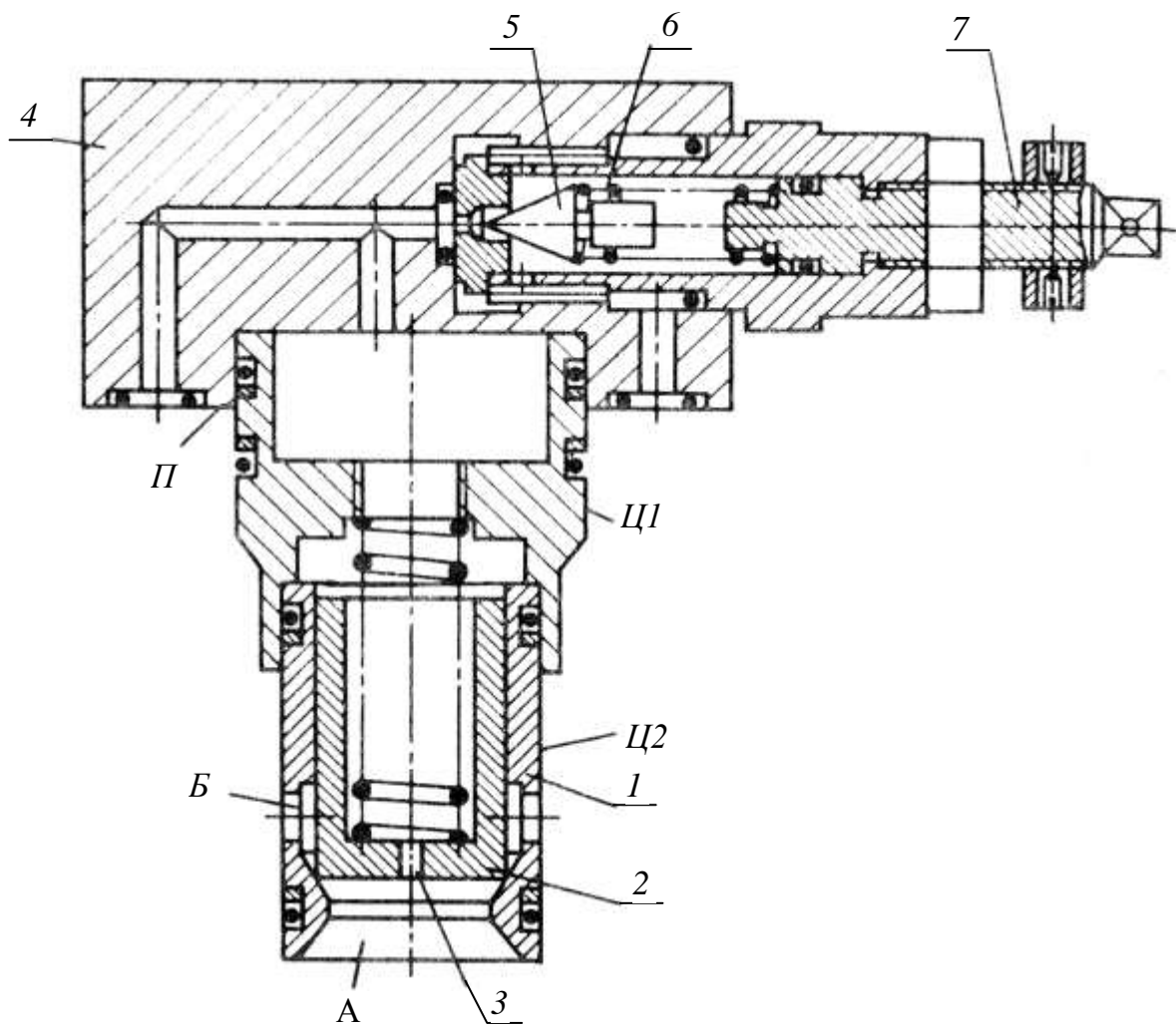


Рис. 6.9. Клапан давления вставного монтажа МКПВ- .../3Ф2

Если поток жидкости по трубопроводу подводится к каналу *A*, а отводится по каналу *B* (каналы выполнены в корпусе *1*), то работа этого клапана аналогична работе обычного клапана давления прямого действия. Если же поток рабочей жидкости изменил направление и поступает к каналу *B*, то он смещает клапан *3*, поджимаемый пружиной *2*, вниз, а жидкость свободно проходит в канал *A*. Плунжер *4* в этом случае под действием пружины *5*, регулируемой винтом *6*, находится в нижнем положении, при котором он закрывает отверстие, соединяющее каналы *A* и *B*. Применение этого аппарата позволяет обойтись без дополнительных устройств, обеспечивающих движение рабочей среды в обе стороны.

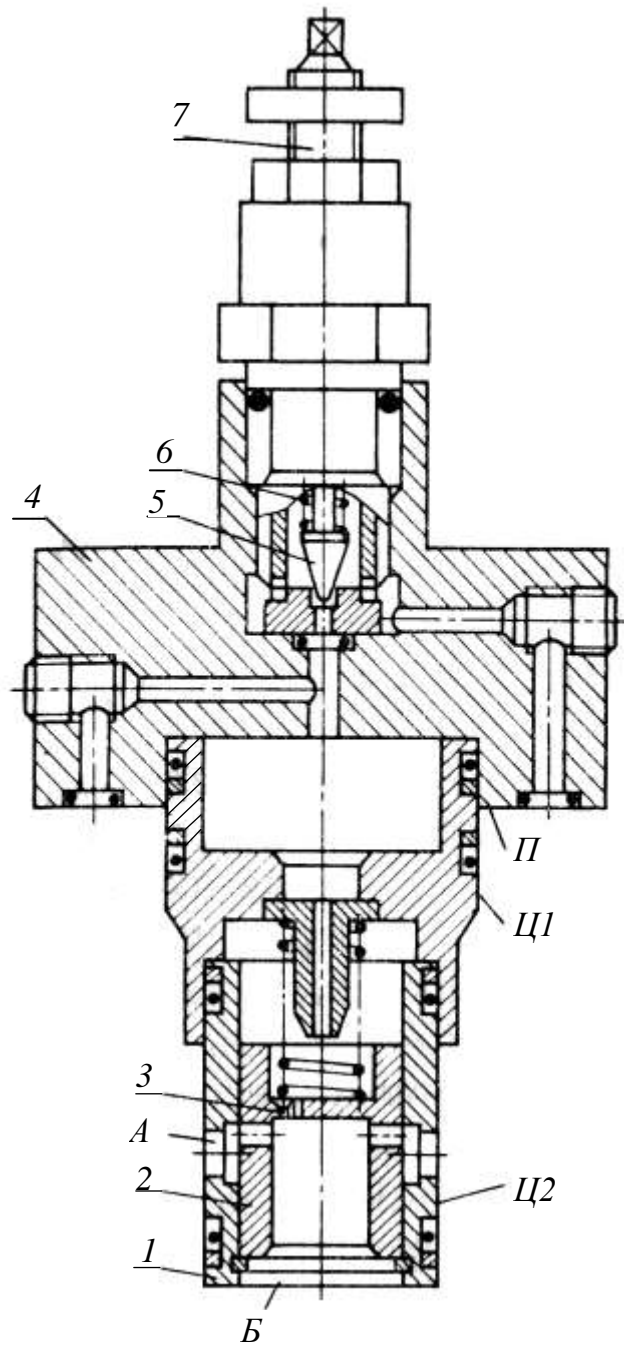


Рис. 6.10. Редукционный клапан давления вставного монтажа МКРВ- .../3Ф

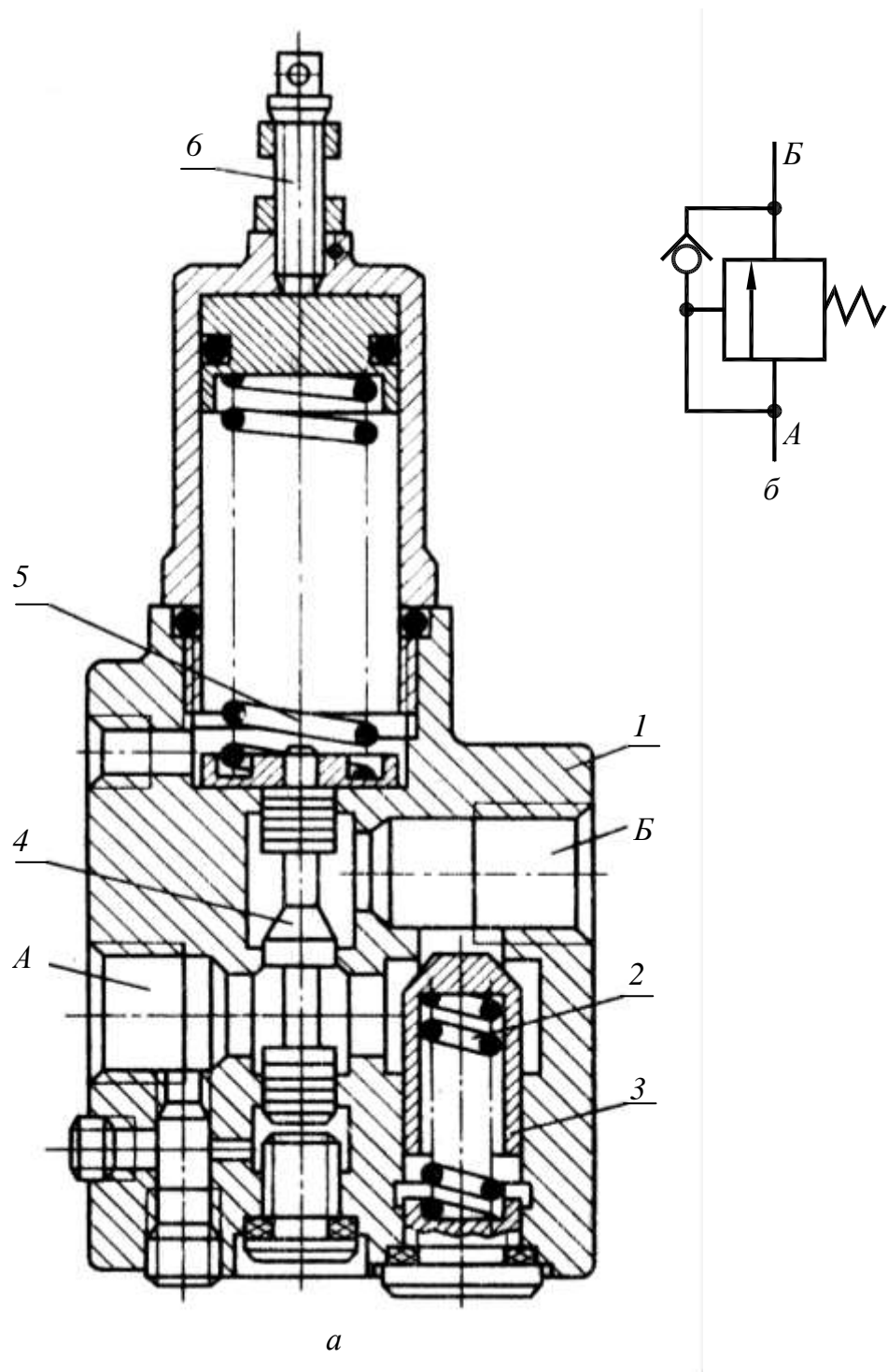


Рис. 6.11. Клапан давления прямого действия с обратным клапаном Г66-3:
a – конструкция; *б* – условное обозначение

Направляющая аппаратура. К этой группе гидравлической техники относятся устройства, изменяющие направление (осуществляющие распределение) потока рабочей среды. К ним относят обратные клапаны, гидравлические распределители, а также разделительные клапаны.

Обратные клапаны (рис. 6.12) предназначены для пропуски жидкости только в одном направлении.

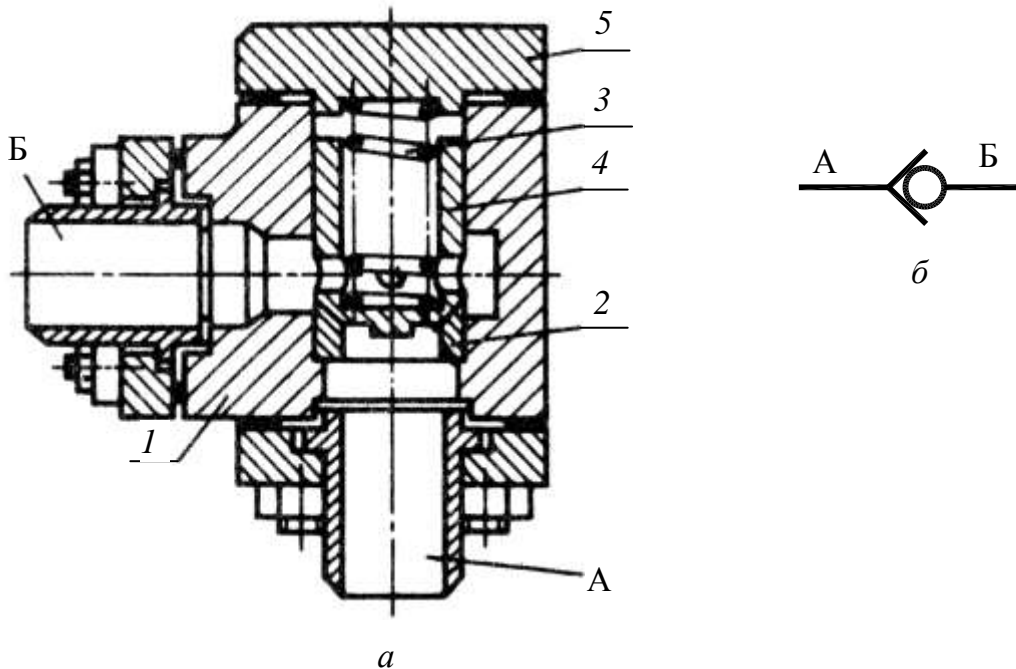


Рис. 6.12. Обратный клапан Г51-1:
a – конструкция; *б* – условное обозначение

Их устройство не сложное, и обычно они состоят из корпуса *1*, седла клапана *2*, затвора клапана *3*, пружины *4* и крышки *5*. К корпусу клапана присоединены трубопроводы *A* и *B* (изображенный на рисунке клапан используют для трубного монтажа). Жидкость, подводимая к клапану по трубопроводу *A*, преодолевает небольшое сопротивление пружины *4* и открывает клапан, получая возможность выхода в канал *B*. Если же поток жидкости изменит направление и будет подходить к обратному клапану по трубопроводу *B*, то он будет вместе с пружиной *4* поджимать затвор клапана *3* к седлу *2*, что не позволит жидкости пройти к трубопроводу *A*. Таким образом, этот клапан пропускает жидкость лишь по направлению от канала *A* к каналу *B*.

Однако при работе гидроприводов часто необходимо обеспечить, чтобы обратный клапан пропускал жидкость и в другом направлении. Для решения таких задач применяют гидрозамки – управляемые обратные клапаны (рис. 6.13). Если жидкость поступает по каналу *A*, то она, открыв клапан 2, выходит по каналу *B*, выполненному в корпусе 1. Путь жидкости от канала *B* в канал *A* перекрыт клапаном 2 за счет действия пружины 3 и самой жидкости. Но если часть потока рабочей жидкости направить в канал *B*, то она, воздействуя на поршень клапана 2, сместит его вправо, открыв проход жидкости из канала *B* в канал *A*.

Это свойство гидрозамка часто используют в гидроприводах с вертикальным цилиндром, когда необходимо предотвратить самопроизвольное опускание поршня гидроцилиндра под действием собственного веса (рис. 6.13, *в*) при выключенной подаче рабочей жидкости. Если необходимо движение вверх, то жидкость подают по каналу *A* через обратный клапан в нижнюю полость цилиндра. При необходимости движения поршня вниз жидкость подают в трубопровод *Г*. Поскольку движению поршня вниз препятствует обратный клапан, то в трубопроводе *Г* и в канале *B* начинает расти давление. Когда сила, действующая на поршень клапана 2 превысит силу пружины 3, обратный клапан откроется, а жидкость из нижней полости цилиндра по каналу *B* будет поступать в канал *A*, т. е. начнется движение поршня вниз.

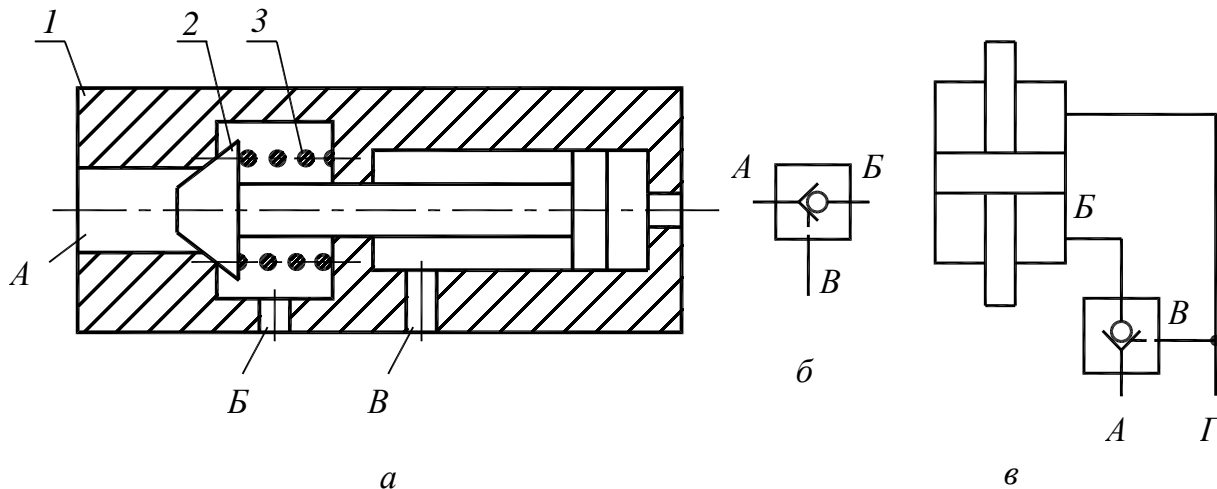


Рис. 6.13. Гидрозамок (управляемый обратный клапан)
а – конструктивная схема; *б* – условное обозначение; *в* – пример подключения

Гидравлические распределители (гидрораспределители) предназначены для изменения направления потока жидкости и ее распределения по трубопроводам гидравлического привода. Гидрораспределители бывают двух типов: линейные и дросселирующие.

Линейные гидравлические распределители (рис. 6.14) – это, как правило, устройства плунжерного типа, состоящие из корпуса (втулки) 1 и плунжера (золотника) 2.

Во втулке выполнены проточки $П1$, $П2$, $П3$ и каналы A – $Г$. В зависимости от конструктивного исполнения втулки и плунжера можно получить гидрораспределители с различными функциональными возможностями. Если гидрораспределитель выполнить в соответствии с рис. 6.14, *а*, то получим трехпозиционный четырехлинейный распределитель. В нем, при среднем положении плунжера, благодаря зазорам h_1 – h_4 все каналы соединены между собой. При смещении плунжера вправо (включается левая позиция гидрораспределителя) зазоры h_1 и h_3 закрываются, а зазоры h_2 и h_4 увеличиваются и канал A соединяется с каналом B , а канал B – с каналом $Г$. При смещении плунжера влево от среднего положения (включается правая позиция) канал A соединяется с каналом B , а канал B – с каналом $Г$.

Таким образом, число позиций распределителя – это число возможных положений плунжера относительно проточек втулки, а линейность распределителя определяется числом трубопроводов (линий), присоединенных к гидрораспределителю, и называется числом ходов. Тогда распределитель можно назвать трехпозиционным четырехходовым (четырёхлинейным). На рис. 6. 14, *е* показана схема двухпозиционного трёхлинейного распределителя, а на рис. 6. 14, *ж* его условное обозначение.

В зависимости от размера b_2 проточки и ширины пояска на плунжере b_1 гидравлические распределители различают ещё и по такому параметру, как «перекрытие». Оно может быть нулевым, положительным или отрицательным. Если ширина b_2 проточки равна ширине пояска плунжера b_1 , то распределитель имеет нулевое перекрытие; если $b_2 > b_1$, то перекрытие называют отрицательным, а при $b_2 < b_1$ перекрытие называют положительным. Перекрытие является важным понятием, поскольку при одной конструктивной схеме и разных перекрытиях можно получить различные функциональные решения (см. рис.6. 14, *б-д*).

Следует заметить, что получение гидрораспределителя с нулевым перекрытием довольно сложно и требует особо точного изготовления плунжера и втулки. Положительное перекрытие влияет на время срабатывания гидрораспределителя: чем оно больше, тем длительнее срабатывание (переключение) распределителя.

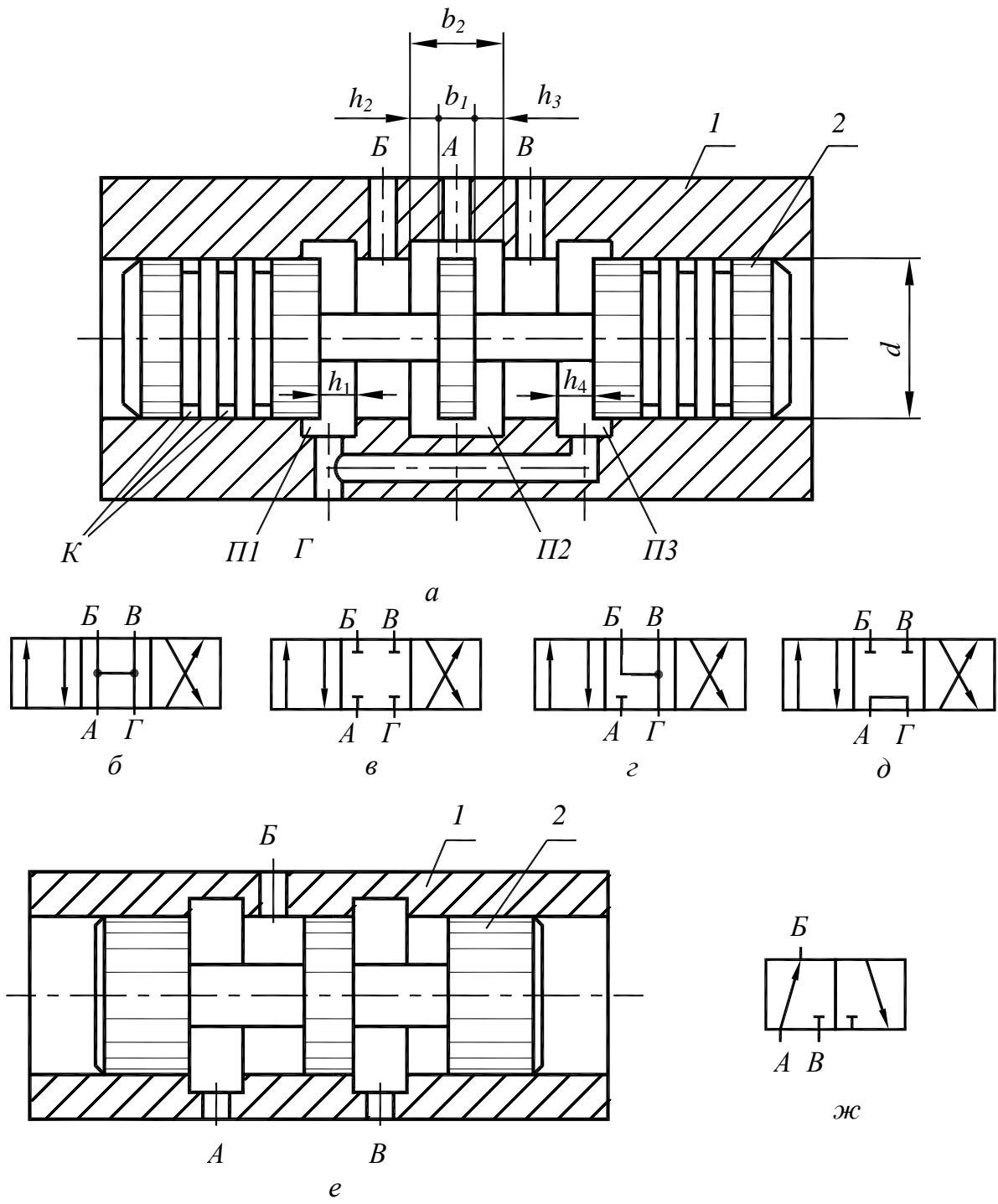


Рис. 6.14. Гидравлические линейные распределители плунжерного типа:
a, e – конструктивная схема; *б–д, ж* – условные обозначения

Отрицательное перекрытие обеспечивает наибольшую чувствительность аппарата, потому что незначительное смещение плунжера влияет на изменение потока и давления сразу в двух каналах *Б*, *В*. Это свойство широко используют в гидравлических следящих приводах.

Управление перемещением плунжера распределителя может быть электромеханическим, пневматическим, гидравлическим, механическим и ручным. Электромеханическое управление (см. рис.6. 15, *а*) предусматривает наличие в корпусе *1* распределителя одного или двух электромагнитов толкающего типа и возвратных пружин. При подаче электрического напряжения на обмотки электромагнита *5* его якорь смещается, двигает толкатель *4* и перемещает плунжер *2* гидрораспределителя. При отключении электропитания пружина *3*, установленная с противоположной стороны плунжера, возвращает его в исходное положение. Если гидрораспределитель трехпозиционный, то используют два электромагнита и две пружины сжатия, установленные с обеих сторон плунжера. Тогда крайние позиции гидрораспределителя включаются соответствующими электромагнитами, а средняя позиция – при включенных электромагнитах за счет действия пружин и фиксирующих шайб.

При гидравлическом или пневматическом управлении под торец плунжера гидрораспределителя подводится рабочая жидкость или сжатый воздух, и под действием давления плунжер занимает соответствующую позицию.

Гидрораспределитель с комбинированным управлением (электрическим и гидравлическим) (см. рис.6. 15, *б*) представляет собой устройство, состоящее из двух гидрораспределителей с электромагнитным и гидравлическим управлением. При подаче напряжения на один из электромагнитов управляющего распределителя *7* его плунжер занимает крайнюю позицию, а жидкость поступает к торцу плунжера *2* основного распределителя и последний занимает одну из своих крайних позиций. Если необходима средняя позиция основного распределителя, то электромагниты распределителя *7* должны быть отключены. Тогда он занимает среднюю позицию, при которой торцовые полости в крышках *6* основного распределителя соединяются с баком, давление в них становится равным нулю, а плунжер *2* занимает среднюю позицию под действием пружин *3* и фиксирующих шайб.

Обычно принято считать при чтении гидравлических схем, что канал *А* гидрораспределителя соединяется с напорным трубопроводом насоса, каналы *Б*, *В* соединяются с трубопроводами, идущими к гидравлическому двигателю или другим устройствам, а канал *Г* – со сливным трубопроводом, соединяющим гидросистему с баком.

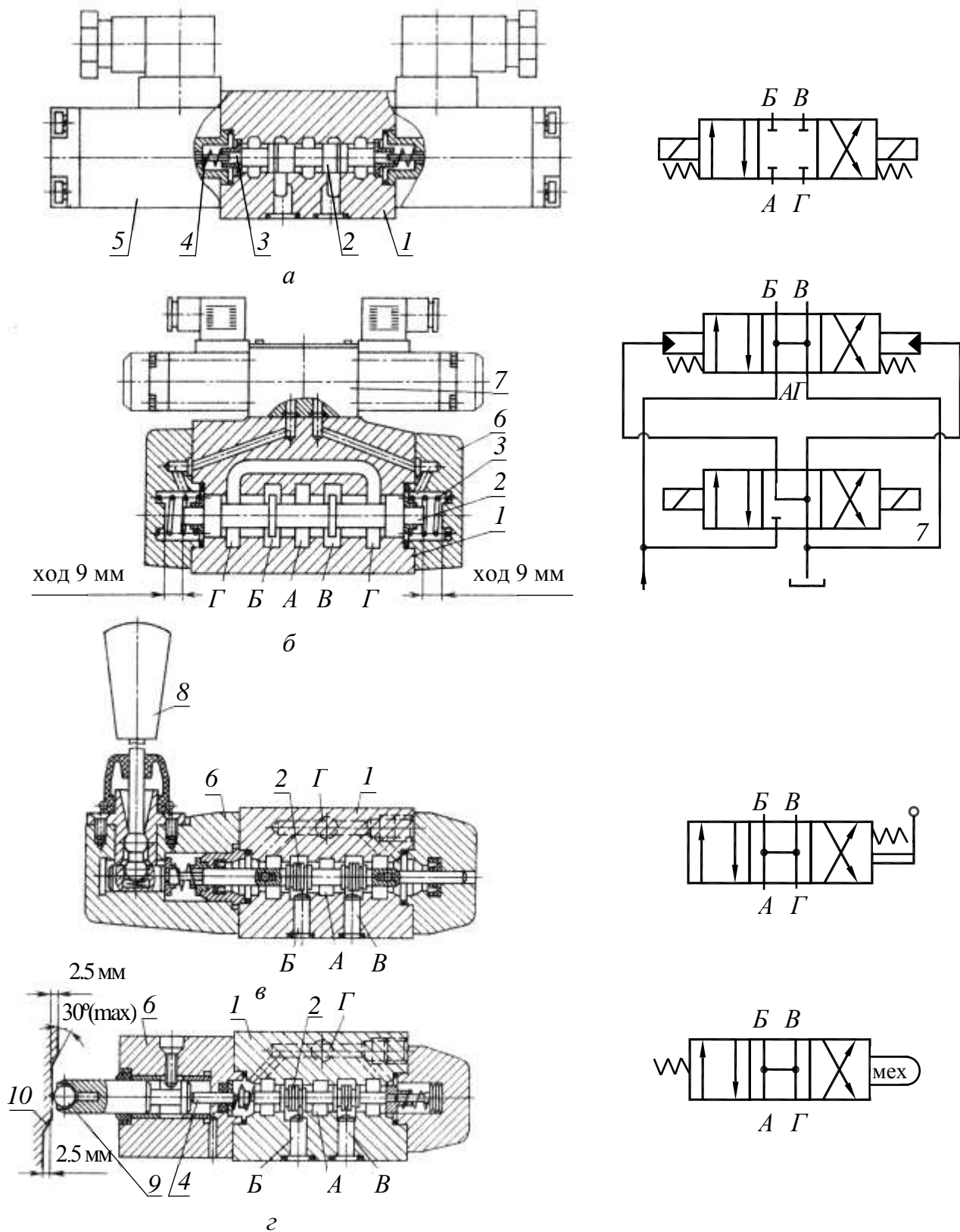


Рис. 6.15. Типы распределителей и способы управления ими:
a – мод. В6 с электромеханическим управлением; *б* – мод. В16 с гидравлическим управлением; *в* – мод. ПМР6 с ручным управлением; *г* – мод. ПМР6 с механическим управлением

Поэтому нахождение плунжера 2 основного распределителя в средней позиции, как показано на рис. 6. 15, б, в которой все каналы соединены между собой, а также с напорной магистралью и сливным трубопроводом, означает, что в этом случае во всех этих каналах при работающем насосе отсутствует давление. Такой режим работы гидросистемы удобен при наладках, ремонтах, осмотрах гидродвигателя, так как позволяет вручную перемещать исполнительный орган.

При ручном управлении (см. рис. 6. 15, в) оператор поворачивает ручку 8 и тем самым устанавливает нужную позицию гидрораспределителя. При механическом управлении (см. рис. 6. 15, г) подвижный узел оборудования через кулачок 10 воздействует на ролик 9, толкатель 4 и автоматически переключает распределитель в необходимую позицию.

При изготовлении гидравлических распределителей важно учесть следующие требования: зазор между поверхностями плунжера и втулки должен быть наименьшим для исключения больших переточек жидкости из одной полости в другую; для уменьшения изнашивания поверхностей твердость материала плунжера и втулки должна быть достаточной, с тем чтобы снизить влияние температуры на характеристики работы гидрораспределителя и уменьшить возможность заклинивания такой прецизионной пары; материалы плунжера и втулки должны иметь одинаковые коэффициенты температурного расширения.

Часто для уменьшения сил трения между плунжером и втулкой, лучшего центрирования плунжера относительно втулки, а значит, и уменьшения вероятности заклинивания на плунжере выполняют канавки *K* (см. рис. 6.14, а). В них могут собираться продукты изнашивания, что снижает возможность появления на поверхности плунжера и втулки задиров и вероятность заклинивания. Канавки задерживают в себе рабочую жидкость, что способствует лучшему смазыванию поверхностей и снижению сил трения, а также самоцентрированию плунжера относительно втулки.

Иногда в плунжерных гидрораспределителях ответственных приводов плунжеру задают вращательное движение, что также снижает силы трения, вероятность заклинивания и повышает надежность привода.

К распределительной аппаратуре относят также и различного рода гидравлические панели, представляющие собой устройства с несколькими распределителями и другими гидравлическими аппаратами. Такие панели обычно нестандартные, их разрабатывают и изготавливают заводы гидравлического оборудования. К стандартной гидравлической панели относится разделительная панель Г53-1 (см. рис. 6.16).

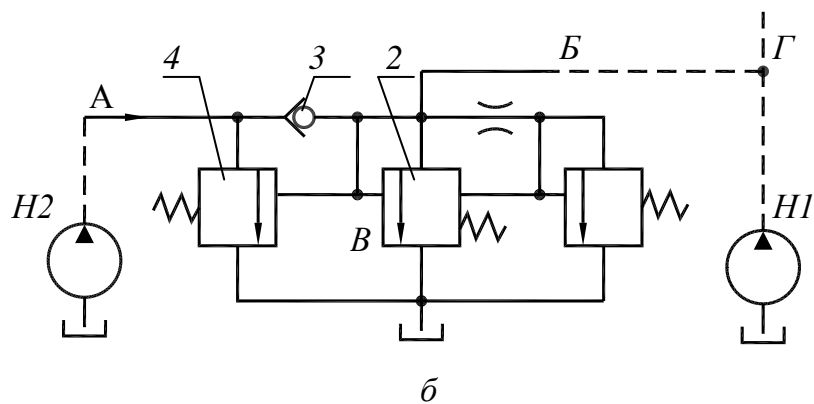
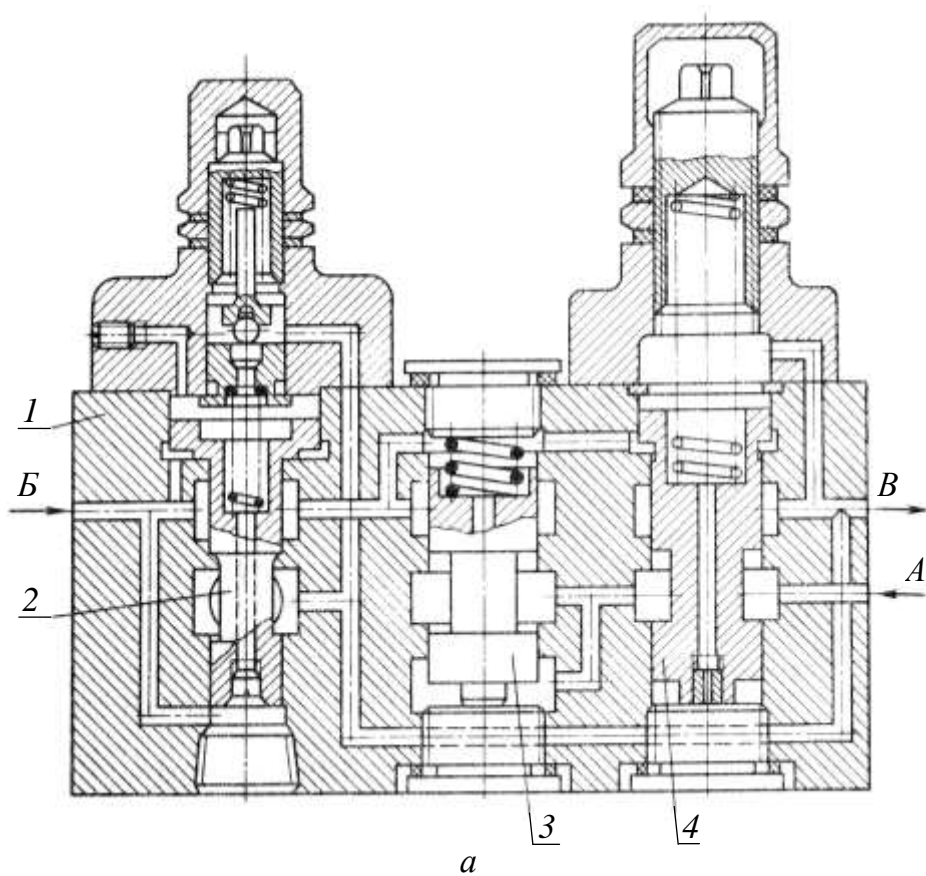


Рис. 6.16. Разделительная панель Г53-1:
a – конструкция схема; *б* – условное обозначение

Она состоит из размещенных в одном корпусе *1* и соединенных между собой трех аппаратов: двух предохранительных клапанов прямого *4* и непрямого *2* действия и обратного клапана *3*. Предназначается эта панель для обеспечения совместной и разделительной работы двух насосов боль-

шой $H2$ (см. рис. 6.16, б) и малой $H1$ подачи и для предохранения их от перегрузок. Ответвление напорной магистрали насоса $H1$ соединяют с каналом B , а напорную магистраль насоса $H2$ подсоединяют к каналу A . Предохранительный клапан 4 прямого действия настраивают на наименьшее рабочее давление, а предохранительный клапан 2 непрямого действия – на наибольшее давление гидропривода.

Работа разделительной панели осуществляется следующим образом. На холостом ходу давление в гидросистеме будет невелико, поэтому поток жидкости от насоса $H2$, открыв обратный клапан 3 , пройдет в канал B и, соединившись с потоком насоса $H1$, поступит по трубопроводу Γ в гидросистему привода. Как только давление в гидросистеме (трубопроводе Γ) достигает значения, превышающего давление, на которое настроен клапан 4 , последний откроется, обратный клапан 3 закроется, а поток жидкости насоса $H2$ направится в бак. В это время в гидросистему будет поступать поток лишь от насоса $H1$ малой производительности. Таким образом, при возрастании давления происходит автоматическое отключение подачи насоса $H2$ от гидросистемы, а при его снижении – подключение, т. е. суммирование потоков двух насосов. Благодаря этому создается возможность получения быстрых вспомогательных и медленных рабочих ходов, что часто встречается при обработке на металлорежущих станках и при функционировании промышленных роботов.

Если же давление в гидросистеме (в канале B) превышает величину настройки предохранительного клапана непрямого действия 2 , то он срабатывает, понижая давление до настроенного значения, направляя поток жидкости от насоса $H1$ в бак и предохраняя тем самым гидропривод от перегрузок.

Контрольно–измерительная аппаратура. К этой группе гидравлических аппаратов относят устройства измерения давления и расхода рабочей жидкости (манометры, расходомеры, датчики давления), а также устройства для подачи сигнала о достижении тех или иных значений давления или расхода (реле давления, реле времени и т. п.). Рассмотрим некоторые типичные аппараты.

М а н о м е т р ы – устройства для измерения давления в необходимых точках гидросистемы. Они бывают жидкостными и механическими.

Жидкостные манометры имеют изогнутую стеклянную трубку 1 , в которой содержится ртуть (см. рис. 6.17). Подсоединяя один конец трубки через соединительную трубку 2 к трубопроводу 3 гидросистемы, можно определить давление рабочей жидкости в этой точке гидросистемы по раз-

ности уровней ртути в трубке. Однако в промышленных условиях применение таких манометров неудобно, поскольку они предназначены для измерения сравнительно небольших давлений, иначе их размеры растут. Кроме того, ставить их надо вертикально, надо быть осторожным в обращении, а также учитывать высоту установки такого манометра относительно точки измерения давления. Например, для точки *A* гидросистемы давление

$$p_A = \rho_1 g h_1 + \rho_2 g h_2,$$

где ρ_1 – плотность рабочей среды; ρ_2 – плотность ртути.

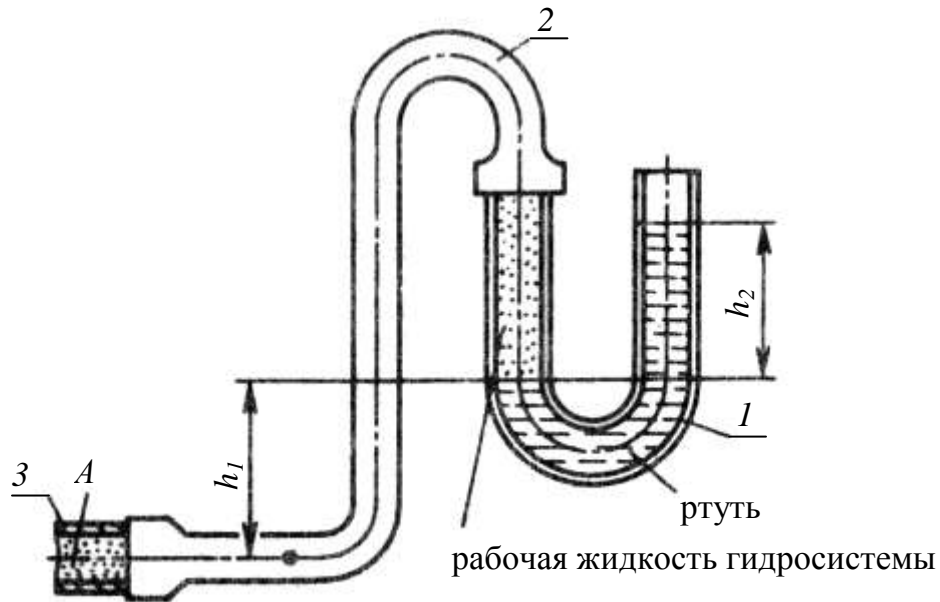


Рис. 6.17. Жидкостной манометр

Для измерения давлений, превышающих 0,2 МПа, на практике применяют механические (пружинные или мембранные) манометры. Принцип действия пружинного манометра (см. рис. 6.18) основан на измерении деформации формы запаянной с одной стороны манометрической трубки *1*, представляющей собой полу пружину прямоугольного сечения.

Под действием давления *p* трубка *1* стремится распрямиться, вследствие чего ее запаянный конец поворачивается на некоторый угол φ , пропорциональный давлению *p*. Поскольку конец трубки связан зубчатой (или какой-нибудь другой) передачей *2, 3* со стрелкой *4*, то его отклонение сопровождается поворотом стрелки. Шкала *5* проградуирована в единицах давления.

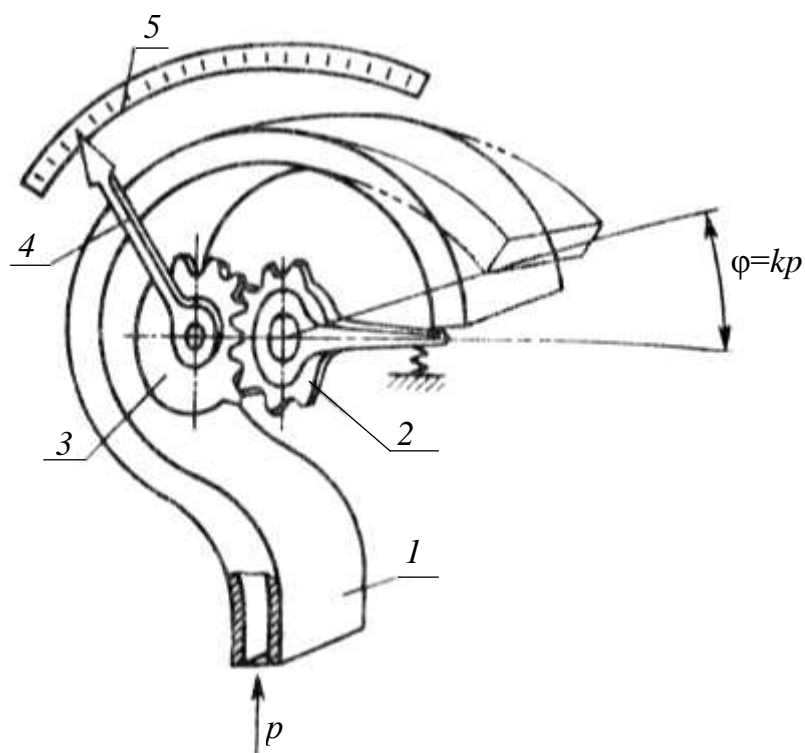


Рис. 6.18. Принцип действия пружинного манометра

Принцип действия мембранных манометров аналогичен описанному. Разница лишь в том, что ими измеряют деформацию мембраны и ее значение преобразуется различными способами в давление.

На этом принципе основано действие датчиков давления (рис. 6.19), предназначенных для получения информации о давлении в различных точках гидросистемы или гидролинии 1.

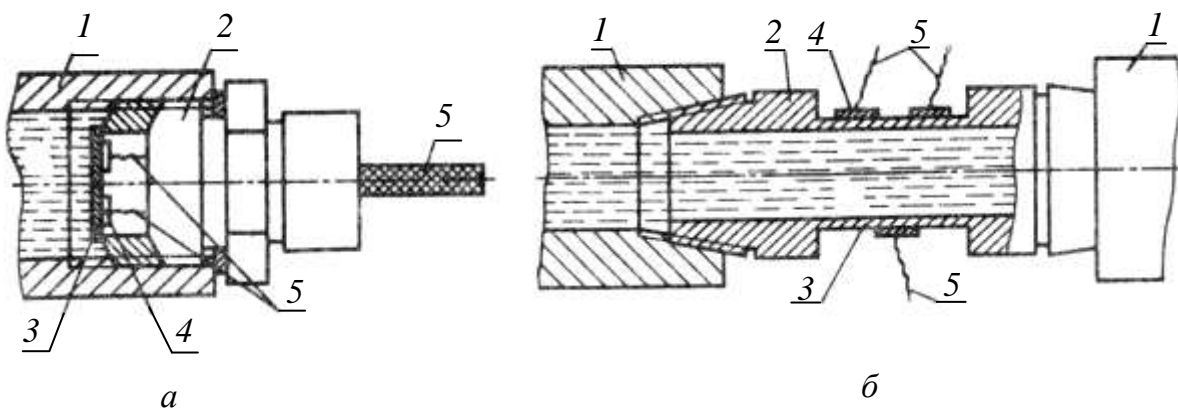


Рис. 6.19. Датчики давления:
а – глухой; б – проточный

Они могут быть глухими (непроточными) и проточными. Под давлением p мембрана 3 (см. рис. 6.19, а) или тонкая стенка 3 (см. рис. 6.19, б) датчика давления 2 прогибается и вместе с этим деформируется длина тензометров 4, наклеенных на поверхность мембраны или тонкой стенки. Сопротивление их и сила тока в деформированных тензометрах меняется, что фиксируется усилительной электроаппаратурой (на рисунке не показана). Чем больше давление p , тем выше деформация датчика и тем больше электрический сигнал, снимаемый с датчика давления по проводам 5.

Таким образом, с помощью датчиков давления можно постоянно получать информацию о значении давления в измеряемых точках гидросистемы и осуществлять дистанционное управление гидросистемой.

Действие расходуемых, предназначенных для измерения потока жидкости, может быть основано на различных физических принципах. Наиболее широко используются расходомеры турбинного типа (рис. 6.20). В поток жидкости устанавливают турбину 2, являющуюся приводом тахогенератора 4. Чем больше поток жидкости в гидролинии 1, тем выше частота вращения турбинки и больше сила тока, генерируемая расходомером. Тарировка такого устройства в нужных единицах измерения позволяет получать информацию о потоке жидкости.

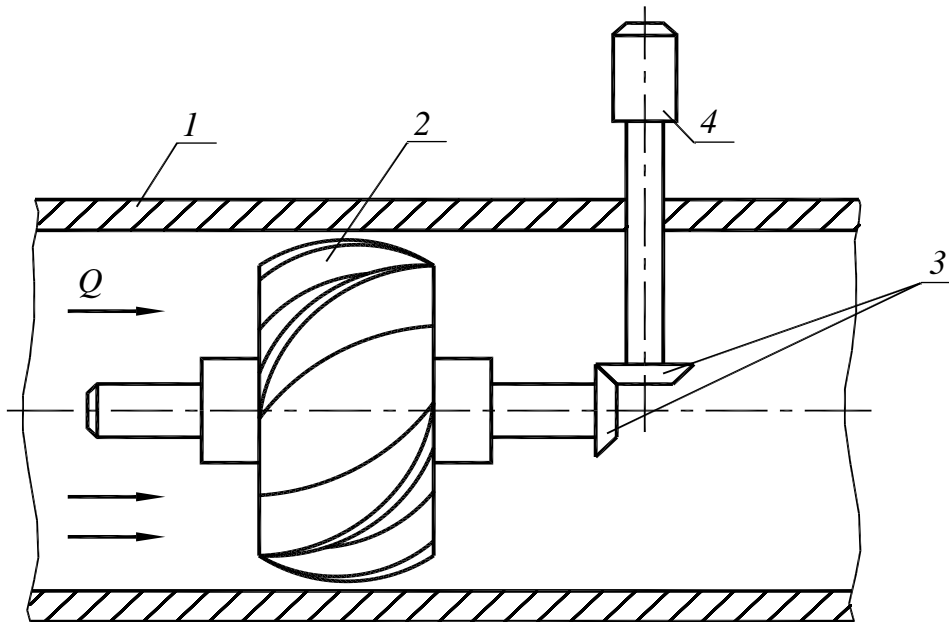


Рис. 6.20. Принцип действия расходомера турбинного типа

Реле давления (рис. 6.21) – гидравлическое устройство, дающее сигнал о достижении заданного значения давления. Принцип действия

таких устройств прост. Если давление в системе вырастает до значения, настроенного пружиной 3, то поршень 2 поднимается вверх и замыкает (или размыкает) электрические контакты 4. Тем самым выдается сигнал о том, что давление в гидросистеме достигло заданного значения.

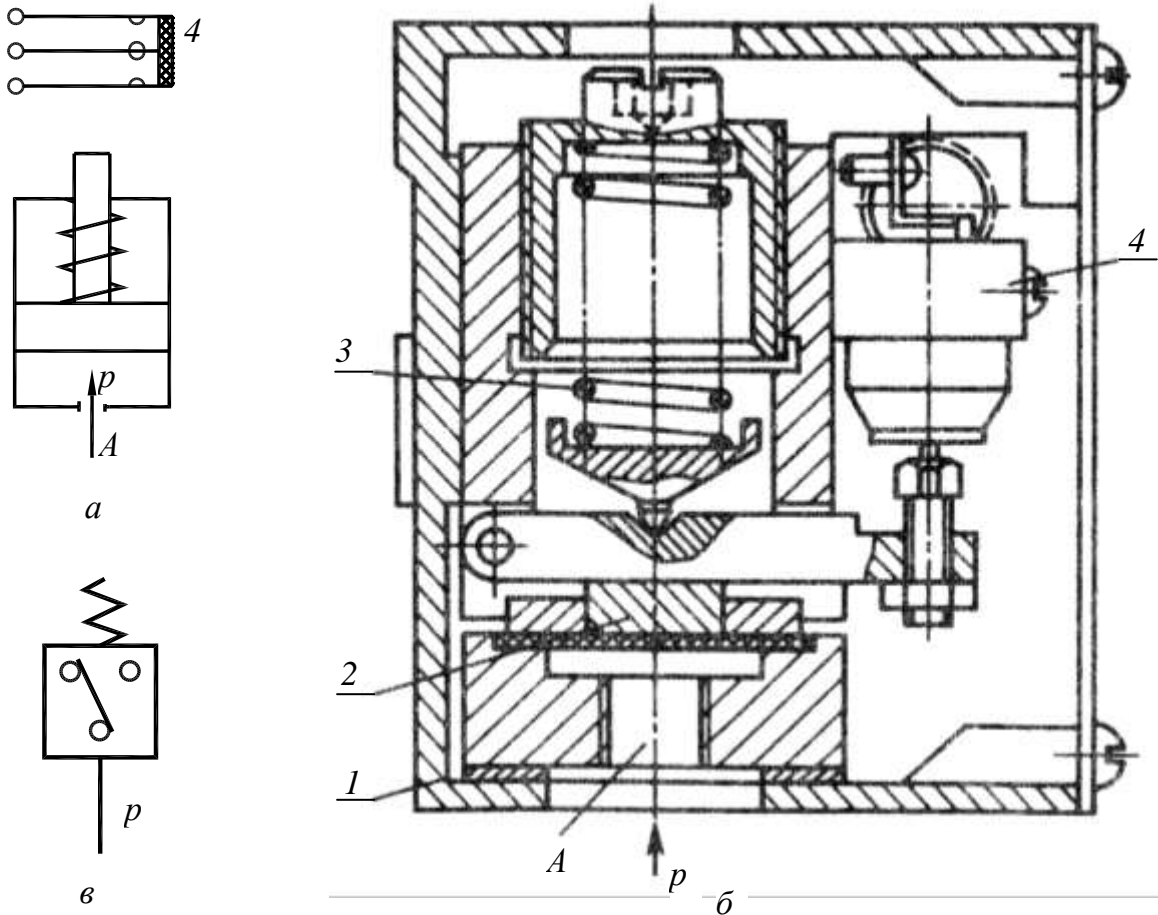


Рис. 6.21. Реле давления:

a – принципиальная схема; *б* – реле Г62-2; *в* – условное обозначение

Реле времени – устройство, позволяющее пропустить поток жидкости к какому-нибудь устройству через необходимый настраиваемый промежуток времени (рис. 6.22).

Настройка времени выдержки осуществляется либо изменением длины хода (объема W) поршня, либо изменением сопротивления R движению вытесняемой жидкости. Принципиально действие таких реле, называемых клапанами выдержки времени, происходит следующим образом. При зарядке устройства жидкость заполняет цилиндр 1, поднимая поршень 2 вверх до упора 4 или на всю высоту цилиндра 1. Процесс опу-

стошения цилиндра длится столько времени, сколько необходимо времени для опускания поршня со скоростью V под действием пружины 3 до замыкания (или замыкания) электроконтактов 5.

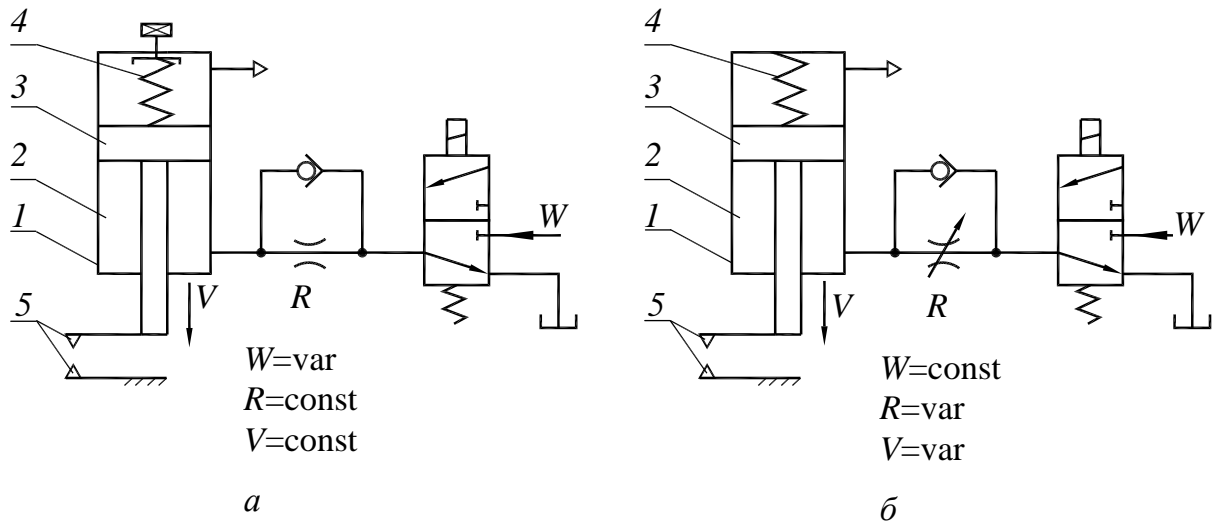


Рис. 6.22. Принципиальная схема клапана выдержки времени:
a – глухой; *б* – проточный

Пропорциональная гидравлическая аппаратура. В современных гидравлических приводах все чаще применяют пропорциональную аппаратуру, названную так потому, что значение ее выходного гидравлического параметра (давления и расхода жидкости) пропорционально электрическому сигналу, поданному на такой аппарат электронной системой управления.

Отсюда нетрудно догадаться, что аппаратура эта преобразует электрическую энергию управления в гидравлическую силовую, и ее лучшей областью применения являются электрогидравлические приводы, которые широко используют в автоматизированном оборудовании. Отечественная промышленность выпускает пропорциональные предохранительные клапаны, гидрораспределители и регуляторы потока. Зарубежные фирмы выпускают также пропорциональные редуцирующие клапаны и дроссели.

Важным элементом пропорциональной аппаратуры является пропорциональный электромагнит, являющийся по сути электромеханическим преобразователем электрического сигнала управления в силу, развиваемую его якорем. Для пропорционального электромагнита сила, развиваемая им, прямо пропорциональна силе тока в его обмотках. Благодаря специальной формуле магнитопровода эта сила практически неизменна на рабочей длине хода якоря, примерно 2 мм при полном возможном ходе до 4 мм.

Рабочую зону пропорциональных электромагнитов выбирают в пределах 1–3 мм общего хода.

Отечественная промышленность выпускает два типа пропорциональных электромагнитов ПЭМ6-1 и ПЭМ6-2. Второй тип отличается от первого лишь наличием датчика обратной связи по перемещению якоря электромагнита. Первый тип электромагнита, без обратной связи, используют обычно для оснащения предохранительного клапана. Для пропорциональных гидрораспределителей и регуляторов потока применяют оба типа электромагнитов.

Рассмотрим принцип действия пропорционального предохранительного клапана. Отечественная промышленность выпускает такой клапан МПКПД (рис. 6.23) с давлением настройки 1–20 МПа и 2–32 МПа.

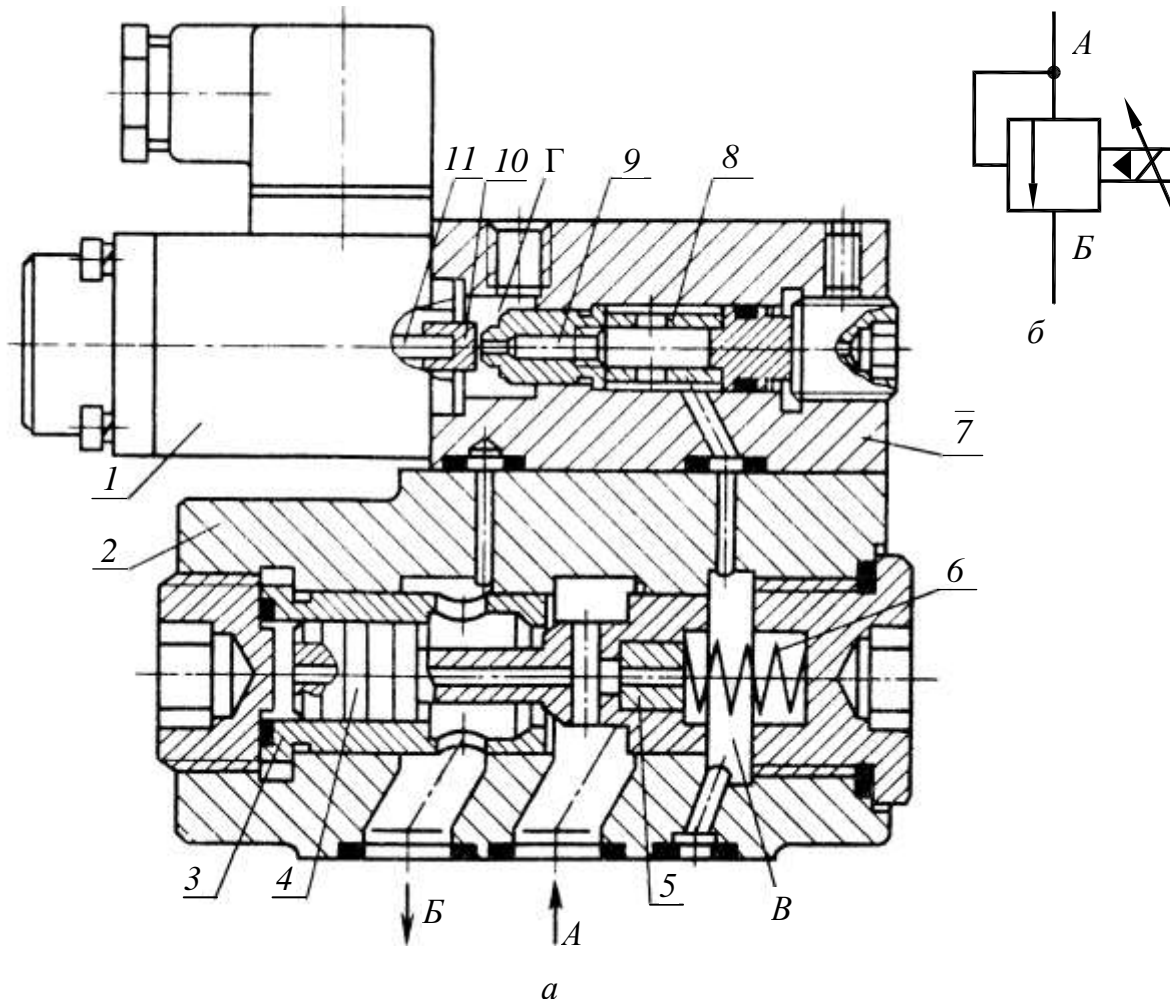


Рис. 6.23. Предохранительный пропорциональный клапан МПКПД:
a – конструкция; *б* – условное обозначение

Назначение клапана – предохранять гидросистему от перегрузок, а также обеспечивать дистанционное регулирование и поддержание в гидросистеме необходимого давления. Работает клапан следующим образом. При выключенном пропорциональном электромагните *1* его толкатель *11* с закрепленной на нем заслонкой *10* находится в крайнем левом положении. При этом выход из сопла *9* в полость *Г* в корпусе *7*, связанную со сливом в бак, полностью открыт. Поэтому давление жидкости внутри сопла *9*, втулки *8* и в полости *В* корпуса *2* равно нулю. Если в это время по каналу *А* к клапану подводится жидкость, то на демпфере *5* создается перепад давления, который, действуя на левый торец затвора *4*, сдвигает его вправо и открывает от седла втулки *3*, соединяя каналы *А* и *Б*. Жидкость получает возможность сливаться в бак. При этом ее давление близко нулю, поскольку определяется лишь жесткостью пружины *б*, необходимой для обеспечения поджима затвора *4* к седлу втулки *3*.

При подаче электрического тока на электромагнит *1* его толкатель *11* смещается вправо, закрывая сопло *9* с силой, пропорциональной значению электрического тока. Выход жидкости из полости *В* закрывается, на обоих торцах затвора *4* устанавливаются одинаковые давления, и клапан поэтому закрыт, т. е. жидкость из канала *А* не поступает в канал *Б*. Если же давление жидкости вырастает настолько, что создает силу, преодолевающую силу электромагнита, то тогда сопло приоткрывается и жидкость из полости *В* начнет сливаться в бак. При возникшем течении жидкости из-за демпфера *5* давление в полости *В* станет несколько меньше давления у левых торцов затвора *4*, нарушится равновесие сил на нем и затвор, сместившись вправо, соединит каналы *А* и *Б* и даст возможность жидкости сливаться в бак. Таким образом осуществляется ограничение давления в системе. Подавая на электромагнит ток различной силы, можно настраивать клапан на различные давления, добиваясь оптимального режима работы гидропривода.

Распределители с пропорциональным управлением типа РП предназначены не только для изменения направления потока жидкости, но и для изменения его значения, т. е. они совмещают в себе функции линейного (реверсивного) гидрораспределителя и дросселя. Это значительно расширяет возможности такого аппарата и область его применения, особенно в автоматизированных гидравлических системах.

Конструктивно распределители РП могут быть однокаскадными, когда пропорциональный магнит воздействует непосредственно на плунжер распределителя, и двухкаскадным, когда первым каскадом является элек-

трогидравлический преобразователь, а вторым – распределитель с гидравлическим управлением.

Однокаскадный распределитель (рис. 6.24) действует следующим образом. При подаче сигнала управления от электронной системы на один из электромагнитов, например 7, его толкатель 6 смещает плунжер 4 гидрораспределителя 5 до тех пор, пока сжимающая противоположенная пружина 3 не уравнивает силу пропорционального электромагнита. Проходные сечения гидрораспределителя откроются на ширину, пропорциональную силе тока, подаваемого на электромагнит.

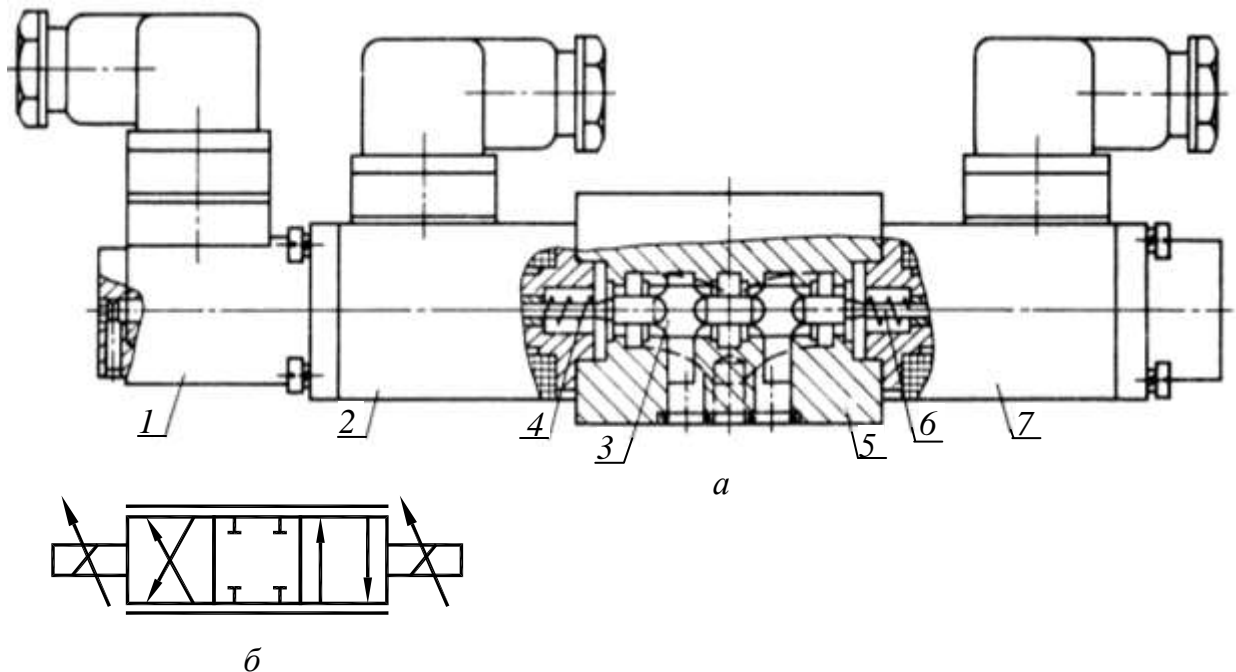


Рис. 6.24. Пропорциональный гидрораспределитель РП6:
а – конструкция; б – условное обозначение

При смещении плунжер перемещает связанный с ним стержень датчика положения 1. Благодаря этому контролируется выполнение команд: если плунжер не сместился на нужное значение, система управления, сравнив командный сигнал с сигналом датчика обратной связи, выдаст корректирующую команду. Таким образом, такое управление обеспечивает высокую точность работы гидрораспределителя. При включении электромагнита 2 происходит аналогичная работа, но лишь в другую сторону.

Двухкаскадные распределители (см. рис. 6.25) обеспечивают надежную работу на больших потоках рабочей жидкости и мощностях привода.

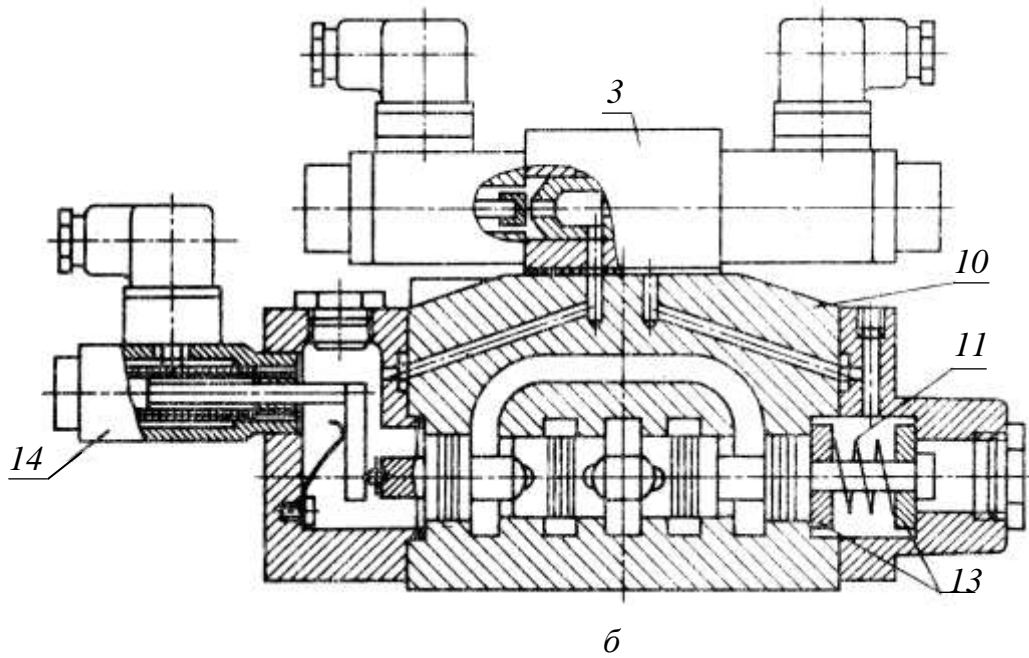
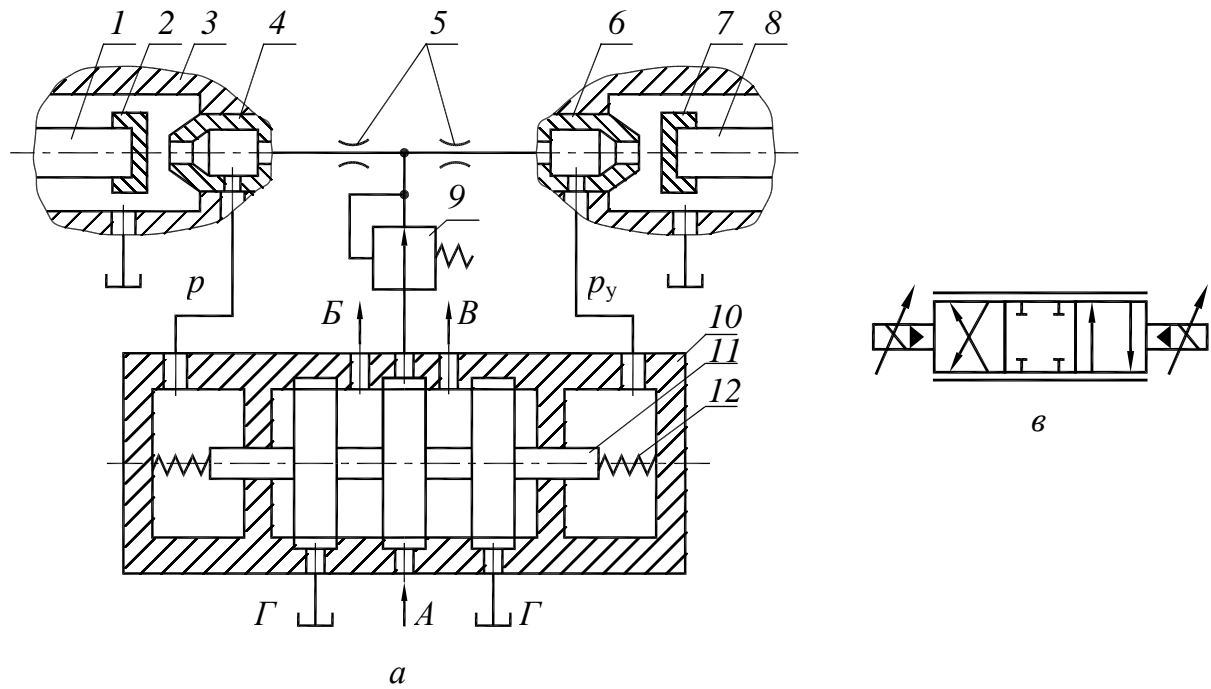


Рис. 6.25. Пропорциональный гидрораспределитель РП16:
a – принципиальная схема; *б* – конструкция; *в* – условное обозначение

Принцип действия следующий. При подаче команды на один из пропорциональных электромагнитов его толкатель, например *1*, вместе с за-

слонкой 2 приближается к соплу 4, уменьшая зазор между заслонкой и торцом сопла. Вследствие этого растет давление p во внутренней полости сопла и в связанной с ней левой торцовой камерой гидрораспределителя 10. Его плунжер 12 в результате нарушения равновесия сил, действующих на него, смещается вправо, сжимая правую пружину 11 и открывая проход жидкости из канала A в канал B и из канала B в канал Γ . Аналогично работает эта система при включении правого электромагнита с толкателем 8 и заслонкой 7. Причем чем больше электрический сигнал системы управления, тем дальше сместится плунжер, больше открывая проходные сечения и пропуская большой поток. Перемещение плунжера под давлением p прекращается тогда, когда сила сжатой пружины уравнивает это давление.

При выключенных электромагнитах давление p практически равно нулю, и плунжер под действием пружины 11 занимает среднее положение.

В конструкции двухкаскадного гидрораспределителя блок управления 3 монтируют непосредственно на гидрораспределитель, а датчик обратной связи 14 крепят на торце гидрораспределителя отдельно от электромагнитов, что позволяет применять один тип датчика для разных типов размеров гидрораспределителей. Еще одной особенностью является наличие одной пружины 11, которая вместе с двумя шайбами 13 обеспечивает установку плунжера в среднее положение из любого крайнего.

В блоке управления 3 монтируют аппараты управления работой гидрораспределителя: два сопла 4 и 6, два демпфера 5 и редукционный клапан 9. Благодаря последнему в каналах управления поддерживается постоянное давление p_y , значительно меньшее, чем в рабочем канале A .

Применение гидравлической пропорциональной техники значительно расширяет возможности гидропривода в автоматизированном оборудовании. Она позволяет бесступенчато регулировать многие параметры гидросистем (давление, расход, направление движения) и поддерживать их оптимальные значения. Кроме того, дистанционное и быстрое управление этими параметрами открывает возможности реализации гибкого автоматизированного управления при частных переналадках на новое производство, позволяет освободить человека от работы во вредных условиях. Вместе с этими достоинствами увеличивается производительность оборудования, снижаются энергетические затраты, повышается надежность привода.

Сочетание в таких аппаратах преимуществ электроники и гидравлического привода обеспечивает стыковку этих устройств с различными управляющими электронными системами и получение любых сил и скоростей, требуемых приводом оборудования.

ГЛАВА 7. ВСПОМОГАТЕЛЬНАЯ АППАРАТУРА В УСТРОЙСТВАХ ГИДРОПРИВОДОВ

Для обеспечения надежного функционирования гидравлического привода его оснащают дополнительными устройствами, обеспечивающими очистку рабочей жидкости, очистку воздуха, контактирующего с жидкостью, улучшающими смазывающие свойства рабочей среды. Важным элементом гидравлических приводов являются также соединения трубопроводов, снижающие время монтажа и ремонта гидравлических систем, а также гидравлические баки.

К устройствам очистки рабочей жидкости относят фильтры. Они предназначены для очистки минеральных масел от механических загрязнений. Степень очистки (тонкость фильтрации) зависит от типа выбранного фильтра. Под тонкостью фильтрации понимают минимальный размер частиц загрязнения жидкости, задерживаемых фильтром. Фильтры, которые задерживают частицы загрязнения размером 0,1 мм и более, называют фильтрами грубой очистки. Если фильтр обеспечивает задержание частиц размером 0,01–0,1 мм то его относят к фильтрам нормальной очистки. Фильтры тонкой очистки обеспечивают задержание частиц размером 5–10 мкм, а особо тонкой очистки 1–5 мкм.

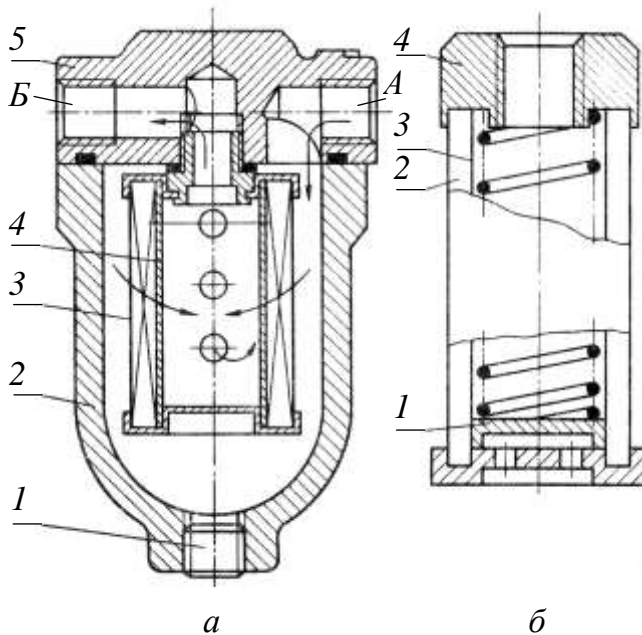
Поскольку современные методы очистки рабочей жидкости не обеспечивают абсолютного задержания всех частиц загрязнений, то для оценки степени очистки рабочих жидкостей установлено 19 классов чистоты, имеющих индексацию 00, 0, 1, 2, ..., 17. В этом ряду класс чистоты 00 предъявляет самые жесткие требования к очистке. По требованиям ГОСТ 17016-71 для этого класса чистоты допускается наличие в 100 см³ рабочей жидкости 800 частиц размером 0,5–1 мкм, 400 частиц размером 1–2 мкм, 32 частицы размером 2–5 мкм, 4 частицы размером 10–25 мкм и одну частицу размером до 50 мкм. Класс чистоты 17 допускает грубую очистку жидкости, при которой число частиц размером до 50 мкм в указанном объеме жидкости вообще не нормируется и допускается наличие 12500 частиц с размером 50–100 мкм, 3150 частиц с размером до 0,2 мм. Для гидроприводов, используемых в автоматизированном оборудовании, обычно назначают чистоту очистки жидкости в пределах 8–14-го классов.

Общеизвестно, что загрязнение жидкости может вывести гидропривод, а вместе с ним и всё оборудование, из строя. Оно вызывает увеличение сил трения и износ деталей, заклинивание точных плунжерных пар и скачкообразное движение. Поэтому основным критерием назначения степени очистки жидкости считается минимальный зазор между сопрягаемы-

ми деталями гидравлических устройств и аппаратов. Например, в насосах пластинчатого типа зазоры между подвижными деталями составляют 10–70 мкм, поэтому при использовании таких гидравлических машин рекомендуется назначать очистку жидкости с тонкостью фильтрации 10–25 мкм, что соответствует 12–14-му классу чистоты. В дросселирующих гидрораспределителях зазор между плунжером и втулкой может быть 1–8 мкм, поэтому при их использовании надо очищать жидкость лучше, рекомендуемая тонкость фильтрации 5–10 мкм, что соответствует 10–11-му классу чистоты жидкости. Таким образом, если гидравлический привод, например, прецизионных станков с программным управлением использует дросселирующие распределители, а его мощность невелика (5–10 кВт), то рекомендуется назначать 10-й класс чистоты жидкости. Для более мощных приводов можно назначать 11-й класс чистоты. Для гидроприводов общемашиностроительного назначения можно рекомендовать 12–14-й класс чистоты.

Степень очистки жидкости зависит от типа выбранного фильтра. В зависимости от вида используемого фильтрующего элемента фильтры разделяют на сетчатые, пористые, щелевые (пластинчатые) и силовые (магнитные, центробежные, гравитационные, электростатические). Рассмотрим некоторые из них.

Сетчатые фильтры (рис. 7.1, а) представляют собой стакан 2 с крышкой 5, на которой смонтирован стержень 4 с фильтрующим элементом 3 в виде металлической сетки. Жидкость попадает в фильтр по каналу А, проходит сетку, на которой осаждаются частицы загрязнения, и далее через отверстия в стержне в канал В на выход. Отвернув пробку 1, можно слить отстой жидкости.



Жидкость попадает в фильтр по каналу А, проходит сетку, на которой осаждаются частицы загрязнения, и далее через отверстия в стержне в канал В на выход. Отвернув пробку 1, можно слить отстой жидкости.

Сетчатый фильтр, показанный на рис. 7.1, б, отличается тем, что у него нет корпуса, поэтому его устанавливают непосредственно под уровень масла, подсоединив крышку 4 к всасывающему трубопроводу.

Рис. 7.1. Сетчатые фильтры:
а – мод. С42-5; б – модель по ОСТ 2С41-2-80

Сетку 2 наматывают на каркас 3. При полном загрязнении сетки за счет возникающего перепада давления открывается клапан 1, и тогда жидкость проходит в систему, минуя сетку.

Сетчатые фильтры обеспечивают тонкость фильтрации 40–160 мкм, поэтому их относят к фильтрам грубой очистки.

Пористые фильтры (рис. 7.2, а) обеспечивают более тонкую фильтрацию жидкости, задерживая частицы размером 5–40 мкм. Это возможно благодаря применению фильтрующего элемента в виде фильтровальной бумаги или фильтровальной ткани (капрона). Отличительной особенностью таких фильтров является также наличие сигнализатора степени загрязнения фильтра (рис. 7.2, б).

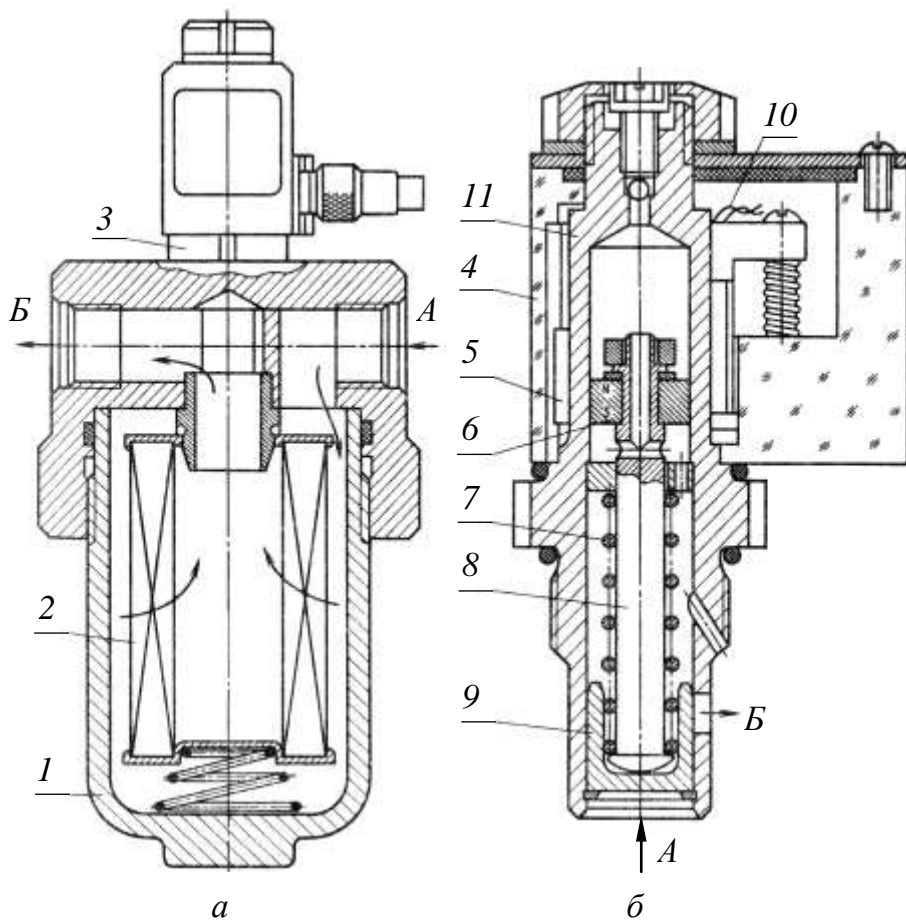


Рис. 7.2. Пористый фильтр ФГ320:
а – фильтр; б – сигнализатор

Работает фильтр следующим образом. По каналу А жидкость подходит к фильтрующему элементу 2, просачивается через него и уходит на

выход *Б*. Если фильтрующий элемент засорится, то вследствие роста сопротивления потоку жидкости вырастает давление в канале *А*, под действием которого перемещается поршень *9*, установленный в корпусе *3*, сжимающий пружину *7*. Стержень *8* переместит магнит *6*, вследствие чего срабатывает электроконтактное устройство *10* и выдает сигнал о загрязнении фильтра.

Если фильтрующий элемент не будет заменен, то рост давления продолжится, вследствие чего поршень *9* еще больше поднимется вверх и соединит каналы *А* и *Б* напрямую, минуя фильтр. В систему будет поступать неочищенное масло, а указатель *5* войдет в зону красного цвета и через прозрачную втулку можно визуальным образом получить информацию о загрязнении фильтра.

Фильтрующим элементом пластинчатых фильтров (рис. 7.3) являются пластины *3* с отверстиями.

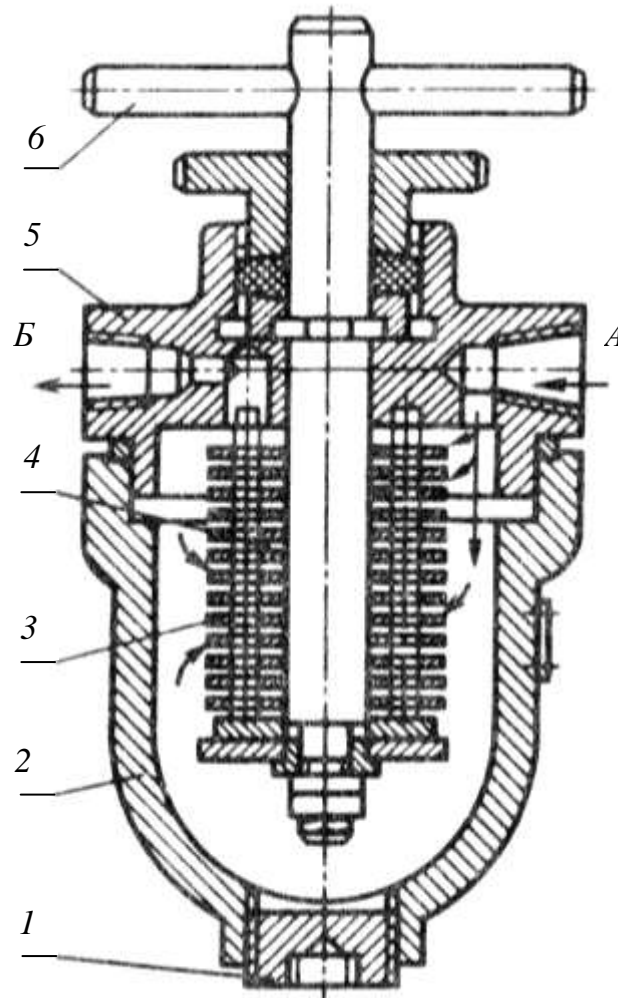


Рис. 7.3. Пластинчатый фильтр Г41-1

Жидкость очищается за счёт малого зазора между пластинами, который зависит от толщины прокладок 4 в виде крестообразных пластин. В крышке 5 имеется рукоятка 6, с помощью которой можно периодически, проворачивая ее, прочищать фильтрующий элемент.

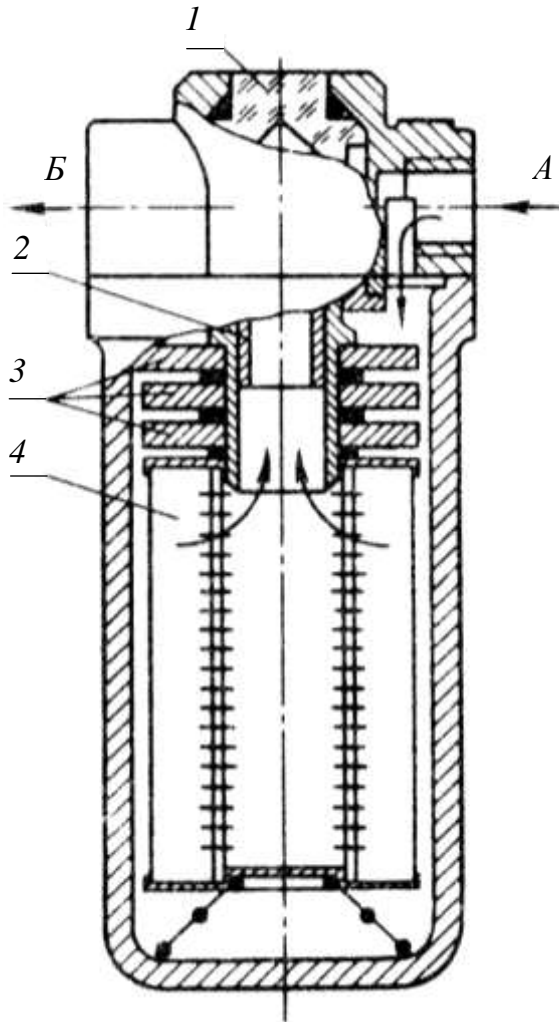


Рис. 7.4. Магнитно-пористый фильтр ФМП

Отвернув пробку 1 в корпусе 2, можно сливать отстой рабочей жидкости. Пластинчатые фильтры, как и сетчатые, относятся к фильтрам грубой очистки, обеспечивая тонкость фильтрации 80–160 мкм.

В основе принципа действия силовых фильтров заложены различные физические явления. Так, магнитные фильтры, имеющие в конструкции постоянный магнит, задерживают намагничивающиеся частицы загрязнения с минимальными размерами 5–10 мкм. Особенно эффективны такие фильтры в комбинации с сетчатыми или пористыми.

На рис. 7.4 показана конструкция магнитно-пористого фильтра, в котором жидкость, поступающая из канала А, попадает на магниты 3, а затем, пройдя пористый фильтрующий элемент 4, выходит в канал В. В этом фильтре предусмотрены также визуальная индикация через окно 1 загрязненности фильтрующего элемента и клапан 2, обеспечивающий пропуск жидкости напрямую из канала А в канал В при полном загрязнении фильтра.

В центробежных фильтрах (центрифугах) используют для отделения твердых частиц загрязнения центробежные силы. Тонкость фильтрации такими устройствами 15–20 мкм.

Гравитационные фильтры используют действие сил тяжести частиц загрязнения. Таким образом, обычные отстойники можно отнести к этому типу фильтров. Сами масляные баки тоже есть гравитационный фильтр. Это самая простая форма очистки рабочей жидкости, но и самая малоэф-

фективная, поскольку лучше всего осаждаются крупные частицы или мелкие размерами 25 мкм, но с большой плотностью. В то же время осевшие на дно бака частицы могут снова попасть в поток из-за перемешивания жидкости.

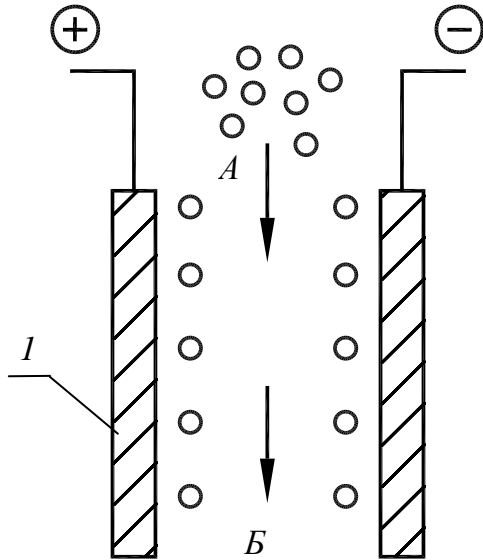


Рис. 7.5. Принцип действия электростатических фильтров

В электростатических очистителях (рис. 7.5) жидкости используют эффект поляризации частиц загрязнения и их последующего осаждения на полюсах электродов 1. Расстояние между электродами 0,1–0,3 мм, напряжение постоянного тока, подаваемого на них, достигает 300–500 В и выше (до 1500 В).

Фильтры могут быть расположены в различных местах гидравлической системы. Поэтому в зависимости от этого их часто называют всасывающими (установленные во всасывающем трубопроводе) (см. рис. 7.6, в), напорными (в напорных гидролиниях) (см. рис. 7.6, а, д) и сливными (в сливном трубопроводе) (см. рис. 7.6, б, з).

Во всасывающем трубопроводе обычно устанавливают фильтры грубой очистки (сетчатые, магнитосетчатые), поскольку они создают наименьшее сопротивление потоку жидкости, что немаловажно для нормальной работы насосов. Пористые фильтры, создающие достаточно большое сопротивление потоку жидкости, устанавливаются в напорных гидролиниях или сразу после насоса (см. рис. 7.6, а), или непосредственно перед устройством (см. рис. 7.6, д), требующим тонкой очистки жидкости. Однако в этих случаях необходимо учитывать, что корпус фильтра будет находиться под рабочим давлением, достигающим 30–50 МПа. Это повышает затраты на изготовление фильтра.

В напорных гидролиниях могут быть установлены и другие типы фильтров (сетчатые, пластинчатые, магнитные и др.). Их выбор зависит от требований, предъявляемых как самому гидроприводу, так и рабочей жидкости.

В сливных трубопроводах гидросистем также устанавливают любые типы фильтров. Давление в сливном трубопроводе невелико, поэтому их корпуса могут быть выполнены облегченными, недорогими. Однако следует учитывать тот фактор, что в этом случае фильтр не защищает от загрязнений непосредственно гидравлические устройства.

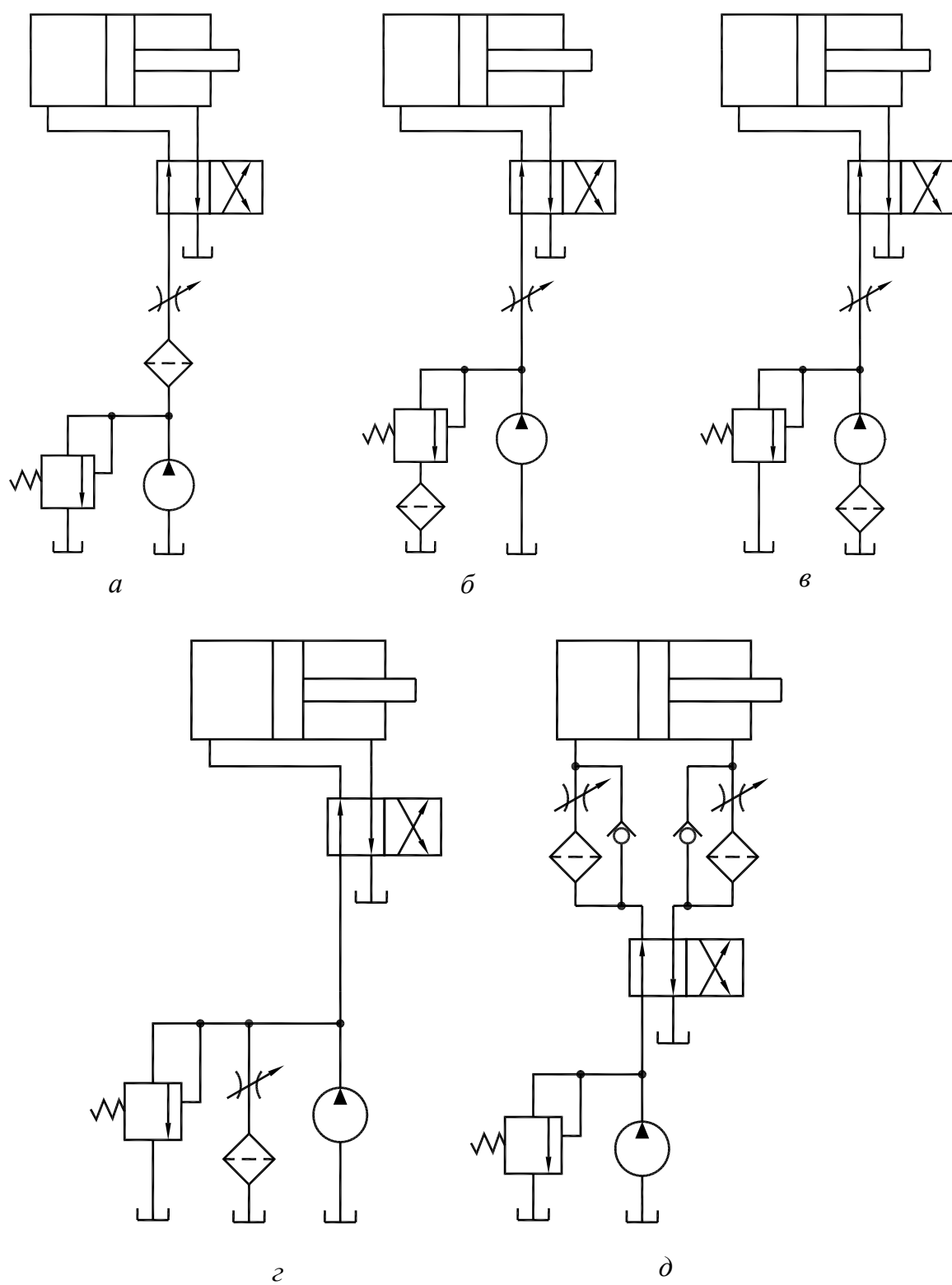


Рис. 7.6. Схемы установки фильтров

В то же время нахождение фильтра на сливе создает дополнительное сопротивление и увеличивает давление на выходе из гидравлического устройства. Это также необходимо учитывать при выборе схемы фильтрации жидкости.

Очистка воздуха, контактирующего с жидкостью. Одним из источников загрязнения рабочей жидкости является воздух, с которым контактирует жидкость, находящаяся в баке. Ее уровень в баке в процессе работы все время меняется. Причем при уменьшении уровня в бак для поддержания атмосферного давления засасывается наружный воздух, который может быть сильно загрязнен. Для предотвращения загрязнения жидкости атмосферным воздухом масляные баки оснащаются воздушными фильтрами, называемыми сапунами (рис. 7.7). Эти фильтры должны обеспечивать тонкость фильтрации, не меньшую, чем фильтры рабочей жидкости.

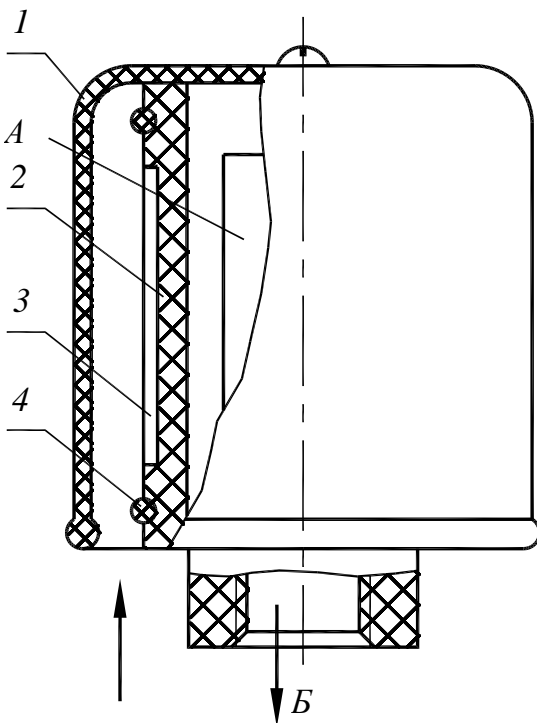


Рис. 7.7. Воздушный фильтр
По ОСТ 2Г45-2-74

При понижении давления воздуха в масляном баке относительно атмосферного он проходит фильтрующий элемент 3, окно А в корпусе 2 и по каналу В поступает в бак. Фильтрующий элемент 3 закреплен на корпусе 2 двумя резиновыми кольцами 4. Предохраняется фильтрующий элемент от механических повреждений крышкой.

Выбирают воздушные фильтры по пропускной способности, которая должна соответствовать максимальному изменению объема в баке при колебаниях уровня жидкости. Тонкость фильтрации сапунов не хуже 25 мкм.

Улучшение свойств жидкости. Часто для продления сроков службы минеральных масел и гидравлических устройств, работающих на этих маслах, в гидравлических системах устанавливают диспергирующие устройства (см. рис. 7.8). Их назначение – улучшать смазывающие способности масел. Работает оно следующим образом. Жидкость, войдя в устройство по каналу А в корпусе 1, поступает в сопло 2. За счет уменьшения

диаметра отверстия сопла скорость движения возрастает. В результате удара жидкости о преграду *B* в ней происходят физико-химические изменения структуры, влияющие на улучшение смазывающей способности. Затем жидкость проходит через окно *K* на выход *B* штуцера *4*. Если поток жидкости, подводимый к устройству, больше расчетного, то давление перед соплом возрастает, и увеличивается сила, действующая на пружину *3*. Сопло сместится вправо, откроется проход жидкости на выход через коническую его кромку. Тогда часть жидкости будет идти через сопло, а другая часть – минуя его.

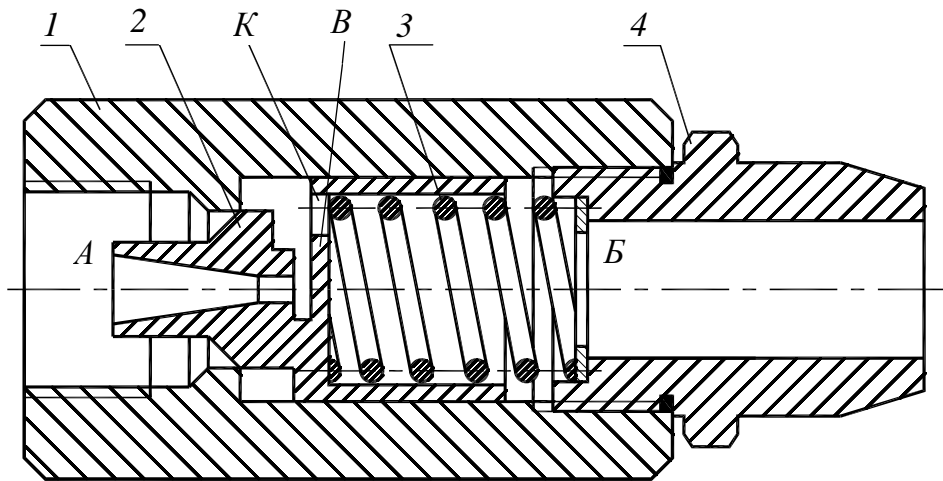


Рис. 7.8. Диспергирующее устройство ГД

Как правило, диспергатор следует устанавливать во вспомогательных линиях гидросистем, поскольку его работа может сопровождаться выделением нерастворенного воздуха и колебаниями давления и потока.

Для устранения из жидкости нерастворенного воздуха в гидросистемах приводов применяют вакууммирующие устройства (рис. 7.9). Жидкость, поступающая в сопло *1*, разгоняется и вытекает в эжекторное устройство *2*, в камере *3* которого давление p_v становится меньше атмосферного. При открытом клапане *7* жидкость из резервуара деаэрации *4* начинает течь в эжектор и увлекаться потоком из сопла в бак. Давление в камере *4* начинает понижаться, а из жидкости выделяется растворенный воздух, заполняющий освобождающийся из-за уменьшения уровня жидкости объем камеры *4*. Когда уровень жидкости опустится до расчетного значения, клапан *7* по команде датчика *б* закрывается, а часть потока жидкости с выхода Q_k начнет заполнять камеру *4*. При этом поднимающийся уровень жидкости вытеснит находящийся в ней воздух через обратный клапан *5* в атмосферу. Когда камера *4* наполнится, датчик *б* снова откроет клапан *7* и процесс деаэрации жидкости начнется снова.

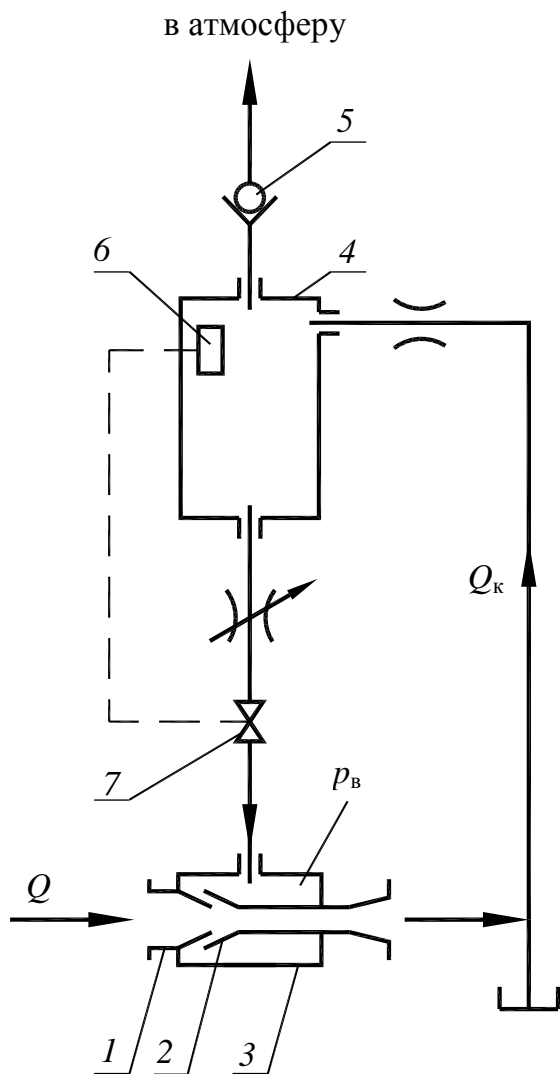


Рис. 7.9. Принципиальная схема устройства деаэрации жидкости

кость при ее минимальном уровне в баке, чтобы исключить всасывание воздуха. В среднем отсеке, отделенном от крайних двумя перегородками, происходит отстаивание рабочей среды. Высота перегородок не должна превышать $2/3$ минимального уровня жидкости в баке. В правом отсеке размещен сливной трубопровод 5 с сетчатым устройством 6, предназначенным для дробления струи слива. Это необходимо для уменьшения вспенивания масла. В крышке 2 бака установлен сапун 4 для фильтрации воздуха, проходящего в бак при понижении уровня жидкости.

Гидравлические баки являются резервуарами для накопления и хранения рабочей жидкости. Гидробак одновременно отдает ее в гидросистему по всасывающему трубопроводу и принимает по сливному трубопроводу. Вследствие такого характера работы в баке может происходить интенсивное перемешивание жидкости, что приведет к подъему со дна бака отстоя и увеличению загрязненности рабочей жидкости, к вспениванию масла и ухудшению всасывания. Поэтому конструкция бака должна быть такова, чтобы уменьшить указанные недостатки, предотвратить попадание в него наружных загрязнений, обеспечить нормальное питание всех потребителей достаточным объемом жидкости.

Масляный бак 1 (см. рис. 7.10) разделен двумя перегородками на три отсека. В левом отсеке находится всасывающий трубопровод 3. Его нижний конец должен быть расположен на расстоянии в несколько диаметров от дна бака, что предотвратит всасывание крупных загрязнений, осевших на дно. В то же время он должен быть погружен в жид-

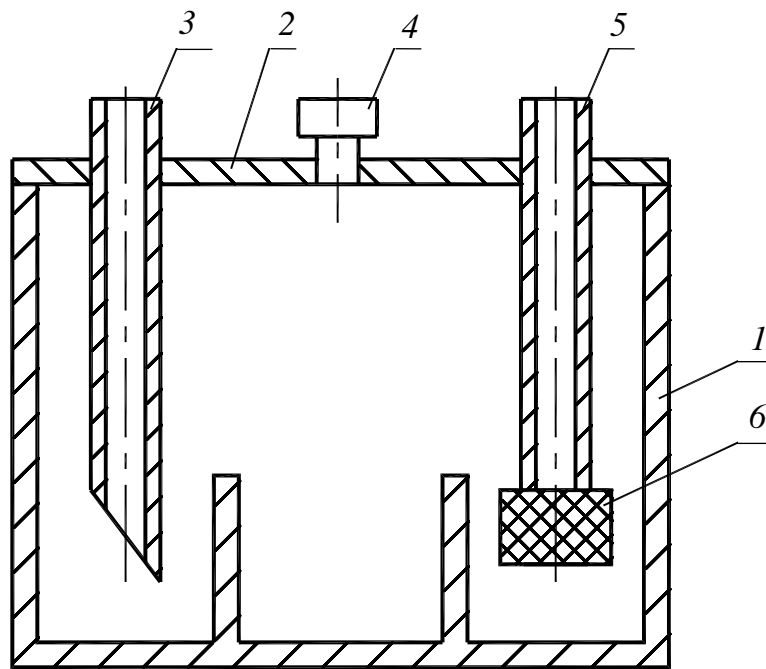


Рис. 7.10. Схема масляного бака

Вместимость масляных баков обычно равна трехминутной подаче насосов, всасывающих из него рабочую жидкость.

ГЛАВА 8. РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ

Исполнительные органы автоматизированного оборудования, приводимые в действие гидравлическими двигателями, должны иметь возможность движения с различными скоростями, определяемыми условиями работы станка, автоматической линии или промышленного робота. В гидравлических приводах задачу изменения скорости движения решают сравнительно простыми методами.

Рассматривая типаж гидравлических двигателей для осуществления вращательных, качательных и поступательных движений, установили, что их скорость зависит от расхода жидкости, поступающей в рабочие камеры двигателя, а также от их рабочего объема. Поток жидкости, подводимой к гидродвигателю, может быть изменен либо путем изменения рабочих объемов гидромашин, либо путем изменения сопротивления трубопровода за счет дросселей. Различают два способа регулирования скорости гидродвигателей: объемный и дроссельный. Рассмотрим каждый из них.

Объемное регулирование скорости. Рабочий объем камер регулируемых насосов или гидромоторов может настраиваться либо за счет изменения эксцентриситета оси ротора относительно статора (в пластинчатых или радиально-поршневых гидромашинах), либо за счет регулирования угла наклона планшайбы (в аксиально-поршневых гидромашинах).

Этот способ регулирования может обеспечить плавное (бесступенчатое) и ступенчатое изменение скорости. Рассмотрим объемное бесступенчатое регулирование на примере гидравлического привода вращательного движения замкнутой циркуляции (см. рис. 8.1). В этом приводе используют два насоса – основной 1 с регулируемой подачей и вспомогательный нерегулируемый 2, регулируемый гидромотор 3, а также три предохранительных и два обратных клапана.

Работает этот привод следующим образом. Насос 1 закачивает жидкость из всасывающего трубопровода, являющегося для гидромотора сливным, и подает ее к гидромотору. Поскольку в приводе используют реверсивные насос 1 и гидромотор, то изменение направления вращения ротора гидромотора может быть осуществлено как реверсированием насоса 1, так и реверсированием гидромотора. При работе такого привода в насосе 1 и гидромоторе возможны наружные утечки, что для замкнутой гидросистемы недопустимо. Поэтому в приводе используют вспомогательный насос подпитки 2, который обеспечивает подкачку жидкости всегда (за счет обратных клапанов) во всасывающую полость основного насоса по

мере необходимости. В то же время за счет его работы во всасывающей полости основного насоса создается постоянное давление подпора p_n , определяемое настройкой предохранительного клапана 6 и обеспечивающее хорошее всасывание при малых подачах основного насоса. Предохранительные клапаны 4 и 5 ограничивают максимально допустимое давление в напорной магистрали при работе в любом направлении.

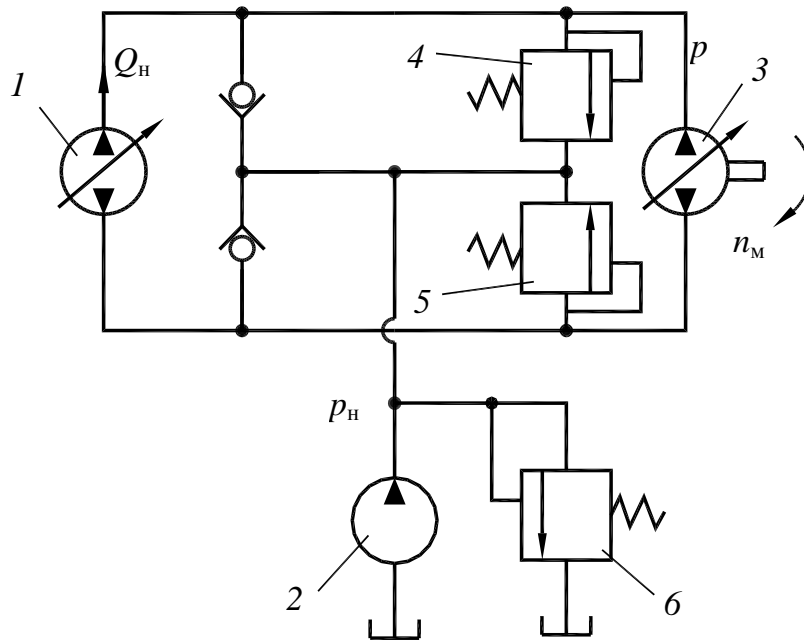


Рис. 8.1. Объемное бесступенчатое регулирование частоты вращения гидромотора

Подача Q_n основного насоса есть произведение его частоты вращения n_n на рабочий объем q_n , т. е. $Q_n = q_n n_n$. Тогда частоту вращения ω_m гидромотора можно найти из уравнения расходов для такого привода:

$$q_n n_n - Q_{ут} - Q_{сж} - q_m n_m = 0, \quad (8.1)$$

где $Q_{ут}$ – объемные утечки жидкости; $Q_{сж}$ – часть потока жидкости, идущая на восполнение сжатия жидкости; q_m – настроенное значение рабочего объема гидромотора.

Из последнего выражения получим

$$n_m = q_n n_n / q_m - Q_{ут} / q_m - Q_{сж} / q_m. \quad (8.2)$$

Из этого выражения получим статические характеристики объемного бесступенчатого регулирования (рис. 8.2). Эти характеристики показывают, что объемное бесступенчатое регулирование обеспечивает линейную

зависимость частоты вращения гидромотора от изменения рабочего объема насоса.

Из последнего выражения получим статические характеристики объемного бесступенчатого регулирования (рис. 8.2). Эти характеристики показывают, что объемное бесступенчатое регулирование обеспечивает линейную зависимость частоты вращения гидромотора от изменения рабочего объема насоса. В то же время, при малых подачах насоса и больших нагрузках, возможно вращение гидромотора в обратную сторону (рис. 8.2, *a*). Это говорит о том, что утечки в гидросистеме превышают полезную подачу насоса. Анализ утечек в гидросистемах объемного регулирования показывает, что они состоят из утечек в насосе, гидромоторе и аппаратуре. Но поскольку утечки в насосах и гидромоторах почти на два порядка выше, чем в гидроаппаратах, то они значительно влияют на скоростные характеристики, что отрицательно сказывается на качестве работы привода с объемным регулированием.

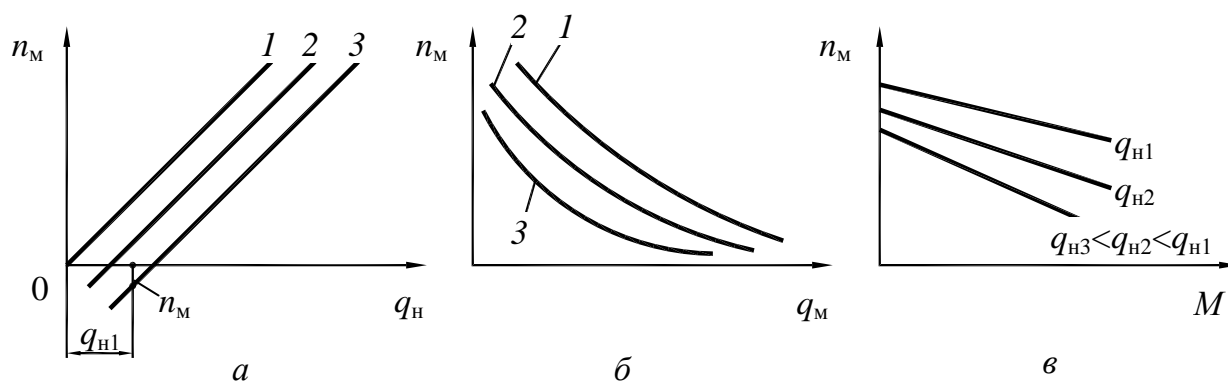


Рис. 8.2. Зависимость частоты вращения n_M :

a – от рабочего объема q_H насоса; *б* – от рабочего объема q_M гидромотора;

в – от вращающего момента M ;

1 – при отсутствии нагрузки; 2 – с учетом лишь сил трения;

3 – под действием нагрузки и сил трения

Статические характеристики показывают также, что регулирование скорости можно осуществлять в широких пределах, если использовать для этих целей и насос, и гидромотор. При этом следует помнить, что при настройке системы насос устанавливают на минимальный рабочий объем, а гидромотор – на максимальный. Это обеспечивает изменение частоты вращения вала гидромотора от минимального до максимального значения.

Если проанализировать регулирование частоты вращения насосом и гидромотором в отдельности, то можно установить следующее. При регу-

лировании гидромотором, когда подача насоса не меняется, потребляемая мощность привода будет зависеть лишь от нагрузки. Если последняя постоянна, то и потребляемая мощность будет постоянной. При регулировании частоты вращения гидромотора насосом, изменяя его рабочий объем, можно получить привод с постоянным крутящим моментом. Поэтому в зависимости от требований можно выбрать способ регулирования (насосом или гидромотором): есть ограничения по потребляемой энергии – надо выбирать регулирование мотором, необходимо получить постоянный крутящий момент – назначаем регулирование насосом.

В настоящее время широко применяют автоматическое объемное бесступенчатое регулирование скорости в зависимости от изменения давления в гидросистеме. Принципиально такое регулирование показано на рис. 8.3, б. Если давление p в напорной гидролинии насоса начинает расти, то изменяется и сила в устройстве управления $У$ подачей насоса. Причем возрастающая сила управления начинает изменять или эксцентриситет ротора и статора (как показано на рис. 8.3, а), или угол наклона планшайбы (в зависимости от конструкции регулируемого насоса), т. е. меняется рабочий объем насоса и его подача. Таким образом, можно управлять подачей насоса в зависимости от давления.

Этот принцип используют в гидравлическом приводе автоматического объемно-дроссельного бесступенчатого регулирования (см. рис. 8.3, в).

При подаче электрического сигнала от электронной системы управления 4 на пропорциональный дроссель 9 открывается его проходное сечение, что вызывает соответствующее падение давления в напорной гидролинии насоса 11. При этом нарушается равновесие сил на клапане давления 15, он уменьшает свое проходное сечение, а давление перед ним и в левой полости 11а управления насоса повышается. Срабатывает устройство управления подачей насоса, и она увеличивается, поднимая давление перед дросселем 9, что приводит в конечном счете к восстановлению прежнего перепада давления на дросселе 9 за счет перекрытия клапана 15. Аналогично срабатывает эта система при изменении нагрузки на гидромоторе 5. Ее рост, например, приводит к увеличению давления за дросселем 9, что уменьшает перепад давления на нем и в левой полости клапана 15. Он уменьшает свое проходное сечение, давление в полости 11а растет, растет и производительность насоса, вызывающая рост давления перед дросселем 9 и восстанавливающая прежний перепад давлений на дросселе. Тем самым достигается подача к гидромотору постоянного потока рабочей жидкости и поддержание постоянной частоты вращения гидромотора при переменной нагрузке на нем.

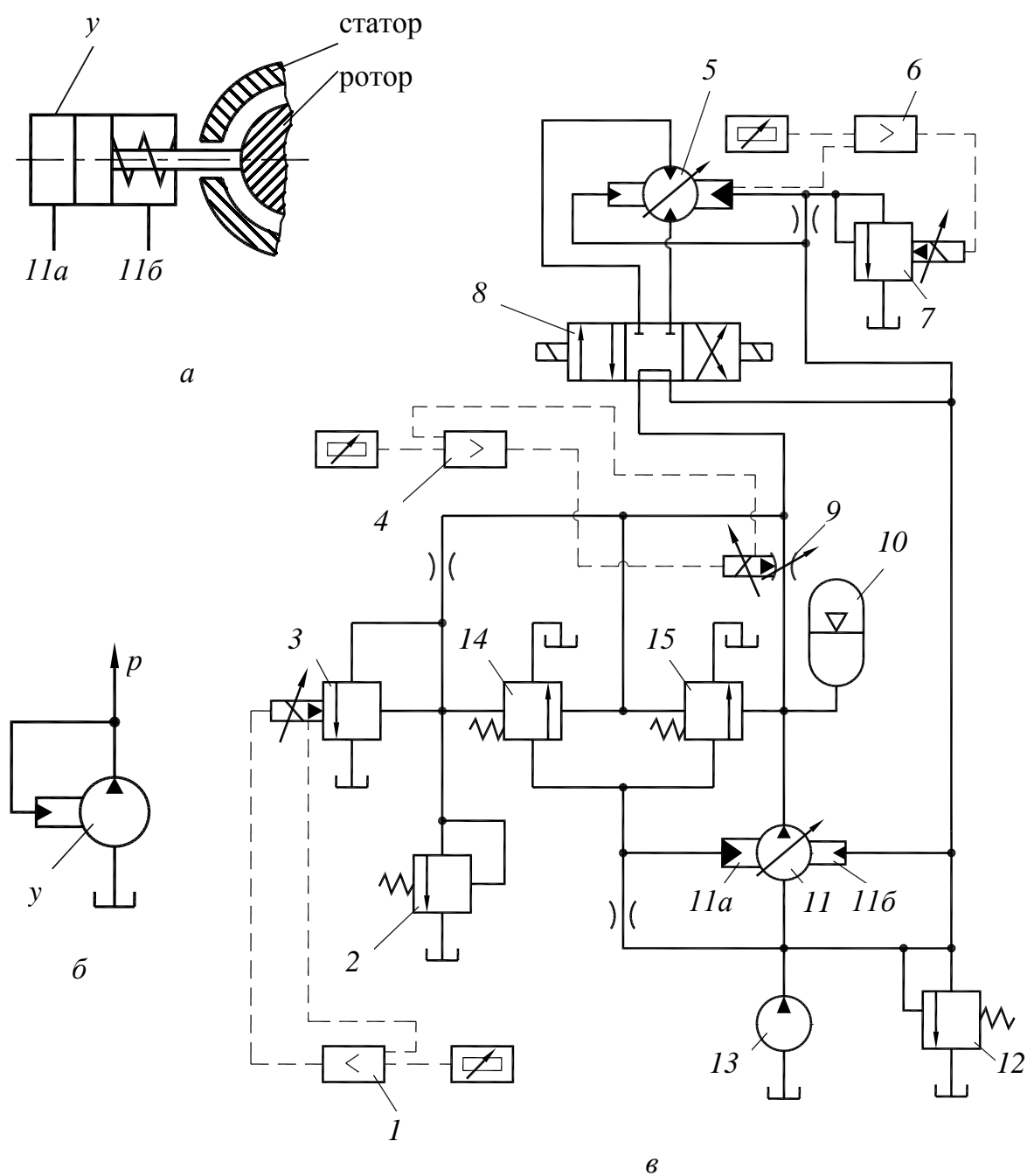


Рис. 8.3. Автоматическое объемное бесступенчатое регулирование:
a – управление подачей насоса по давлению;
б – изменение рабочего объема гидромашины путем изменения эксцентриситета;
в – объемно-дрессельное регулирование с использованием пропорциональной гидроаппаратуры

С помощью электронной системы 6 и пропорционального клапана давления 7 можно изменять также и рабочий объем гидромотора 5. Изменяя дистанционно настройку клапана 7, можно менять результирующую силу в устройстве управления эксцентриситетом или углом наклона планшайбы гидромотора, а она, в свою очередь, будет увеличивать или уменьшать рабочий объем гидромотора и частоту его вращения. Таким образом, частоту вращения гидромотора 5 можно регулировать, либо меняя сопротивление пропорционального дросселя 9, либо меняя рабочий объем его камер.

Назначение других аппаратов гидросистемы в следующем. С помощью пропорционального клапана давления 3 дистанционно от системы управления 1 настраивается максимальное допустимое давление у левого торца клапана 14, который контролирует давление на выходе дросселя 9. Таким образом, с помощью клапана 3 настраивается допустимое давление в рабочих полостях гидродвигателя. Предохранительный клапан 2 предназначен для аварийного ограничения этого давления в случае отказа электронной системы, а клапан 12 ограничивает давление во всасывающей полости насоса 11 и предохраняет от перегрузок насос 13. Аккумулятор 10 сглаживает пульсации давления и расхода при переключениях реверсивного гидрораспределителя 8.

Объемное регулирование скорости можно осуществить и с помощью нерегулируемых гидронасосов, но тогда их должно быть не менее двух. С двумя нерегулируемыми насосами можно получить четыре скорости в одну и в другую стороны, с тремя насосами – не менее восьми скоростей и т. д. Таким образом, получается ступенчатое объемное регулирование. На рис. 8.4 показаны схемы такого регулирования с использованием двух насосов, приводимых во вращение от одного электродвигателя и имеющих разные рабочие объемы, причем $q_{2(1)} < q_{(2)}$.

Если включить насосы по схеме, изображенной на рис. 8.4, а, то нетрудно заметить, что оба насоса будут качать жидкость в бак, а гидромотор 5 будет стоять на месте. При включении электромагнита Э2 распределитель 3 займет правую позицию, насос 2 (1) будет закачивать жидкость из бака 1 по трубопроводам 14 и 11, а подавать по трубопроводам 12 и 15 через распределитель 4 (1) и по трубопроводу 16 к гидромотору 5. Слив из гидромотора идет по следующему пути: 5–17–4 (1)–18–4 (3)–9–6 (3)–10–1.

Второй насос 2 (2) в это время будет продолжать качать в бак по пути: 1–13–2 (2)–8–4 (2)–14–1. Таким образом, получим частоту вращения вала гидромотора, равную $n_1 = Q_{2(1)} / q_5$, где $Q_{2(1)}$ – подача насоса 2 (1); q_5 – рабочий объем гидромотора 5.

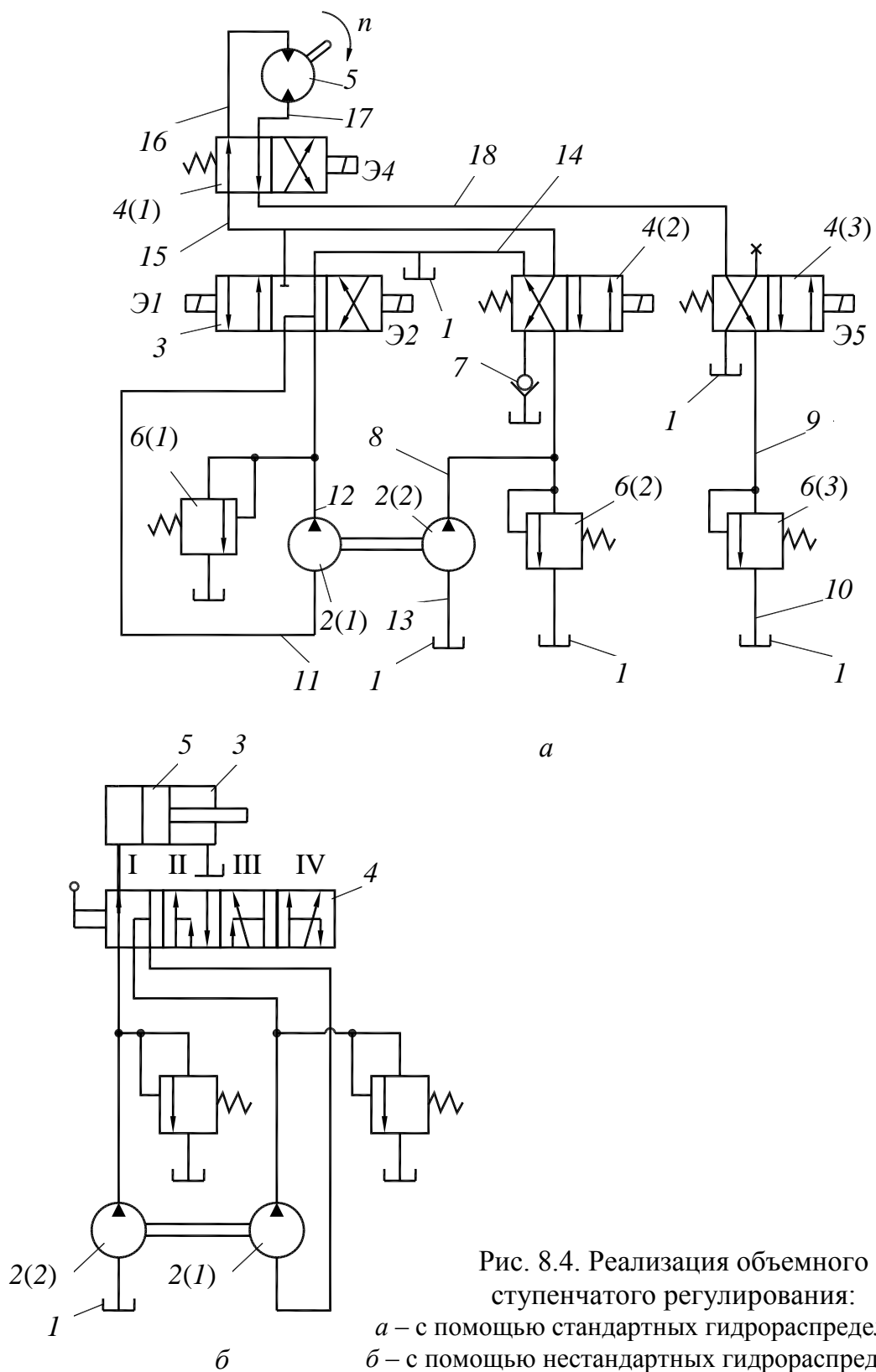


Рис. 8.4. Реализация объемного ступенчатого регулирования:
a – с помощью стандартных гидрораспределителей;
б – с помощью нестандартных гидрораспределителей

Если же включить электромагнит Э1, то распределитель 3 встанет в крайнюю левую позицию. При этом включим и электромагнит Э3. Тогда насос 2 (1) будет закачивать жидкость из трубопровода 15, забирая на себя часть потока $Q_{2(2)}$ насоса 2(2), и направлять ее в бак. К гидромотору будет поступать лишь разность потоков, т. е. вторая ступень частот вращения вала гидромотора $n_2 = (Q_{2(2)} - Q_{2(1)})/q_5$. При выключенных электромагнитах Э1 и Э2 и включенном Э3 получим третью ступень частоты вращения $n_3 = Q_2/q_5$. При включенных электромагнитах Э2 и Э3 получим четвертую ступень частоты вращения, определяемую суммой потоков двух насосов: $\omega_4 = (Q_{2(2)} + Q_{2(1)})/q_5$. Распределитель 4 (1) обеспечивает реверсирование вращения гидромотора, а распределитель 4(3) дает возможность работы с подпором в сливной магистрали за счет клапана давления б(3) или без него. Обратный клапан 7 запирает выход жидкости из трубопровода 15 при выключенном электромагните Э3 гидрораспределителя 4(2). Клапаны давления б(1) и б(2) предохраняют насосы от перегрузки.

Такой же результат можно получить, применив четырехпозиционный пятилинейный гидрораспределитель (см. рис. 8.4, б) для получения четырех ступеней линейной скорости гидроцилиндра 3 с эффективной площадью s . В позиции I скорость V движения поршня будет определяться подачей насоса 2(2), равной $Q_{2(2)}$, т. е. $V_1 = Q_{2(2)}/s$. В позиции II распределителя 4 потоки двух насосов суммируются, в позиции III к гидроцилиндру идет поток лишь от насоса 2(1), а в позиции IV к гидроцилиндру поступает разность потоков от двух насосов. Для обеспечения реверса поршня в гидросхеме надо предусмотреть еще один распределитель, аналогичный распределителю 4 (1) (см. рис. 8.4, а).

Дроссельное регулирование скорости. Этот способ регулирования основан на использовании в гидравлических приводах нерегулируемых насосов и дросселей, с помощью которых, открывая их проходные окна, можно изменять сопротивление трубопровода и расход жидкости, подаваемой к гидродвигателю. Выше было установлено, что поток жидкости, проходящей через дроссель, зависит как от величины его открытия, так и от перепада давления на его входе и выходе. Но поскольку перепад давления зависит сам по себе от давлений на входе и на выходе, постольку на расход, проходящий через дроссель, влияют сразу три параметра. Такой характер течения жидкости через дроссель обуславливает несколько важных требований, которые необходимо учитывать при проектировании систем дроссельного регулирования.

Во-первых, необходимо обеспечивать постоянство давления на входе или на выходе аппарата, во-вторых, выбирать дроссель таким, чтобы его сопротивление было наибольшим среди других сопротивлений трубопроводов и аппаратов.

В зависимости от места установки дросселя в гидросхеме привода различают последовательное, параллельное и смешанное (параллельно-последовательное) регулирование (см. рис. 8.5). При последовательном регулировании дроссель устанавливают последовательно с гидродвигателем. Если дроссель устанавливается перед гидродвигателем, то регулирование называют регулированием «на входе» (см. рис. 8.5, а); если после гидродвигателя – регулированием «на выходе» (см. рис. 8.5, б). При параллельном регулировании дроссель устанавливают параллельно гидродвигателю. Часто этот способ называют регулированием «на ответвлении» (рис. 8.5, в).

Смешанный способ регулирования предусматривает применение двух дросселей, установленных параллельно и «на выходе».

Часто этот способ называют дроссельно-дифференциальным регулированием (см. рис. 8.5, г), поскольку его применяют лишь для гидроцилиндров с различными эффективными площадями полостей s , т. е. для дифференциальных гидроцилиндров. Рассмотрим характеристики и особенности каждой из этих четырех разновидностей дроссельного регулирования.

Дроссельное регулирование «на входе». Благодаря тому, что дроссель имеет наибольшее сопротивление, перед ним развивается большое давление, вследствие чего предохранительный клапан открывается. При этом часть потока жидкости насоса сливается через него в бак, а давление p_n перед дросселем поддерживается постоянным, равным настройке предохранительного клапана. Давление p за дросселем зависит в основном от нагрузки F . Если последняя постоянна, то расход $Q_{др}$ жидкости, проходящий через дроссель, будет зависеть лишь от площади $s_{др}$ открытия дросселя. Давлением p_c в сливной магистрали можно пренебречь, так как оно зависит лишь от незначительных сопротивлений в трубопроводе слива. При изменении площади $s_{др}$ открытия дросселя меняется поток и скорость гидродвигателя.

Уравнение потоков с учетом зависимости (6.1) можно записать в следующем виде:

$$Q_{др} = \mu s_{др} \sqrt{2(p_n - p)/\rho} = V_s + Q_{ут} + Q_{сж}. \quad (8.3)$$

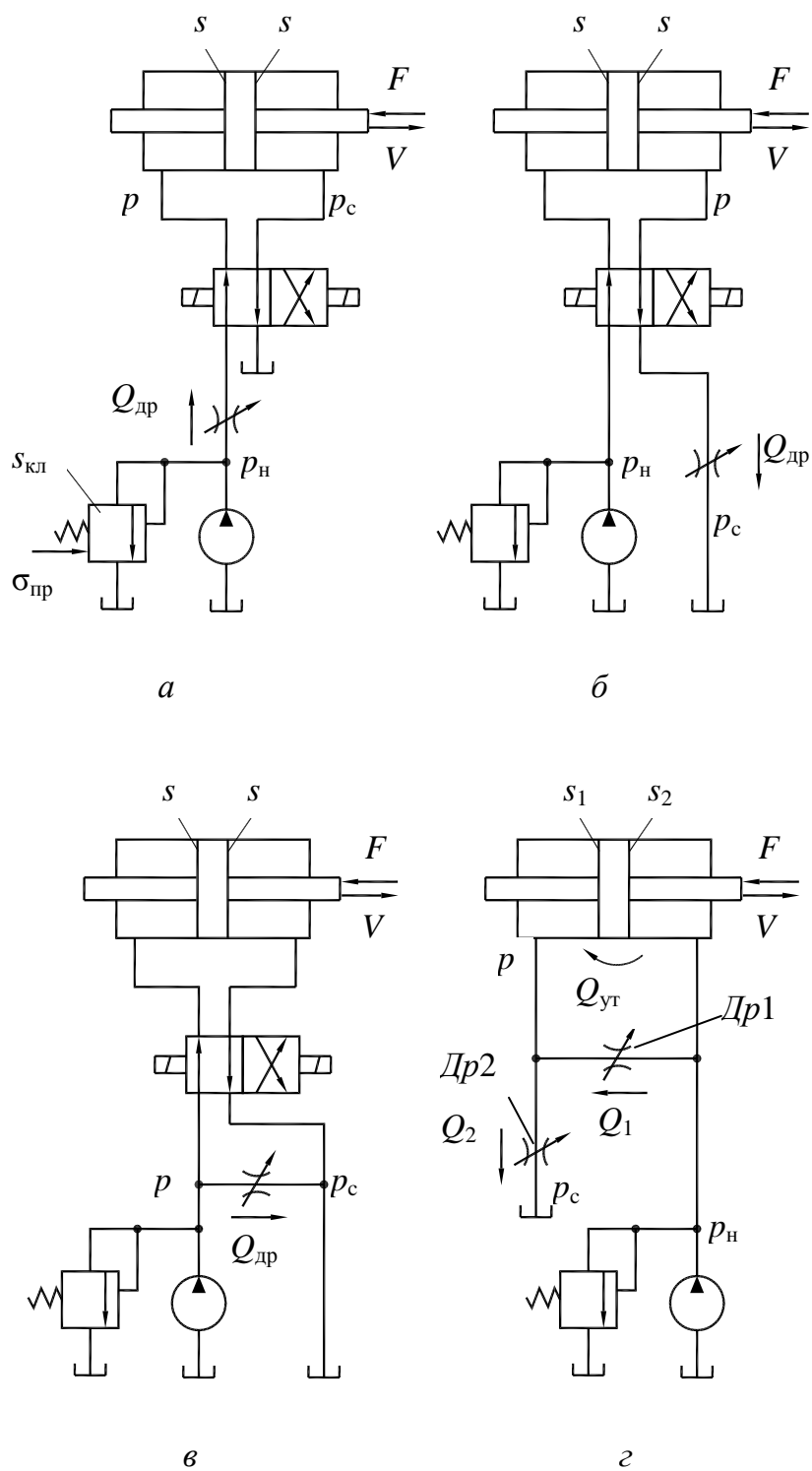


Рис. 8.5. Способы дроссельного регулирования скорости:
а – последовательное «на входе»; *б* – последовательное «на выходе»;
в – параллельное «на ответвлении»; *г* – дроссельно-дифференциальное

Утечки $Q_{ут}$ будут складываться лишь из утечек в гидроцилиндре и аппаратуре. Поток жидкости $Q_{сж}$, идущий на восполнение сжатия жидкости, определяют с учетом закона Гука из выражения

$$Q_{сж} = \frac{W}{E} \cdot \frac{dp}{dt},$$

где W – объем рабочей жидкости, подвергаемый сжатию; E – модуль упругости рабочей жидкости.

Скорость изменения давления dp/dt определяют обычно из уравнения равновесия сил, действующих на поршень гидроцилиндра:

$$ps - F - F_{тр} - F_{ин} - p_c s = 0, \quad (8.4)$$

где $F_{тр}$ – силы трения, приведенные к поршню и возникающие при движении поршня и связанного с ним исполнительного органа; $F_{ин}$ – инерционные силы, приведенные к поршню цилиндра и зависящие от массы подвижных узлов, приводимых в движение поршнем цилиндра, и от ускорения dV/dt .

Подставив в уравнение (8.3) значения p и dp/dt , полученные из уравнения (8.4), и решив его относительно V для условий статики, получим выражение для построения статических характеристик этого способа регулирования (рис. 8.6):

$$V = \frac{\mu s_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} [(p_n) - F/s - F_{тр}/s]}}{s} - \frac{Q_{ут}}{s}. \quad (8.5)$$

Из последнего выражения и статических характеристик видно, что скорость движения гидродвигателя зависит не только от проходного сечения $s_{др}$ дросселя, но и от нагрузки F на исполнительном органе, причем эта зависимость нелинейна. Поэтому любой способ дроссельного регулирования структурно нелинеен, поскольку содержит нелинейный дроссель.

Потребляемая насосом мощность $N_{потр}$ при этом способе регулирования всегда, независимо от нагрузки на гидродвигателе, максимальна и постоянна:

$$N_{потр} = p_n Q_n / \eta_n, \quad (8.6)$$

где $p_n = G_{пр} / s_{кл}$ – давление настройки предохранительного клапана, здесь $G_{пр}$ – сила пружины этого клапана; $s_{кл}$ – эффективная площадь клапана; η_n – полный КПД насоса.

Схема дроссельного регулирования «на выходе» представлена на рис. 8.5, б. В этой схеме регулирования, как и в

предыдущей, давление в напорной гидролинии насоса максимальное, равное настройке предохранительного клапана, часть расхода насоса сливается в бак, а через дроссель в установившемся режиме проходит расход, вытесняемый поршнем, и утечки из гидроцилиндра и гидрораспределителя, так как они направлены из полости с большим давлением в полость с меньшим давлением:

$$Q_{др} = \mu s_{др} \sqrt{2p/\rho} = Vs + Q_{ут}. \quad (8.7)$$

Уравнение равновесия сил в статике будет иметь вид

$$p_n s - ps - F_{тр} - F = 0. \quad (8.8)$$

Если решить совместно два этих уравнения относительно скорости движения V , то получим выражение, аналогичное выражению (8.5).

Это говорит о том, что и статические характеристики дроссельного регулирования «на выходе» будут аналогичны характеристикам дроссельного регулирования «на входе», показанным на рис. 8.6. Таким образом, с точки зрения статики оба способа последовательного дроссельного регулирования («на входе» и «на выходе») равнозначны.

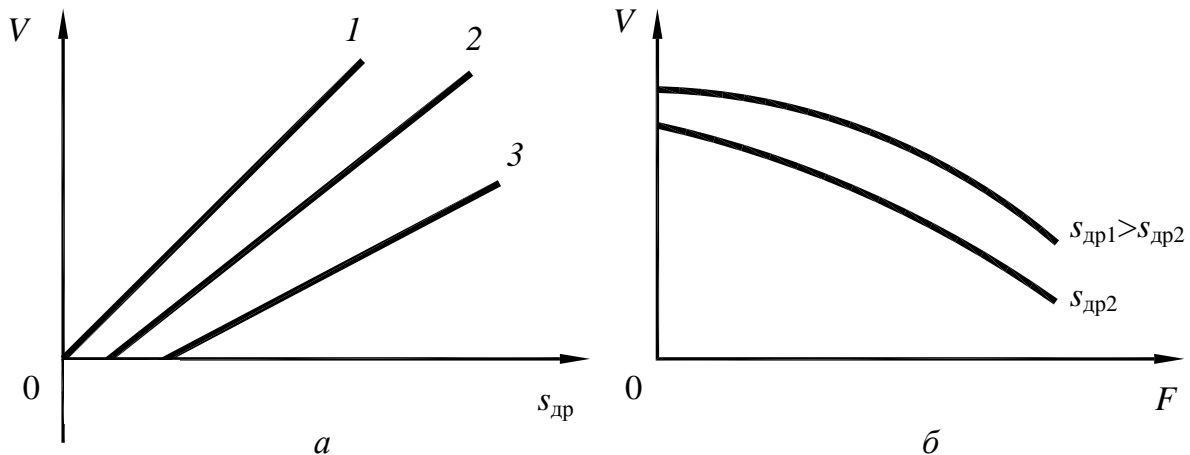


Рис. 8.6. Статические зависимости скорости движения V гидродвигателя при последовательном дроссельном регулировании:

a – от значения $s_{др}$ открытия дросселя; b – от нагрузки F ;

1 – при отсутствии нагрузки и сил трения; 2 – при отсутствии нагрузки;

3 – при наличии нагрузки и сил трения

Но если рассмотреть динамические возможности систем с одной и другой разновидностью последовательного дроссельного регулирования, то они не равнозначны. Дело в том, что частота собственных колебаний системы с дроссельным регулированием «на выходе» несколько выше, чем

частота колебаний систем с регулированием «на входе». Поэтому в системах, работающих в условиях быстроменяющихся нагрузок, как по значению, так и по направлению, способ дроссельного регулирования «на выходе» предпочтительнее.

С точки зрения потребляемой мощности эта система с регулированием «на выходе» потребляет максимальную мощность при любой нагрузке. Кроме того, она несколько выше потребляемой мощности системы с регулированием «на входе» при одинаковых условиях работы, поскольку давление p_n настройки предохранительного клапана в схеме, приведенной на рис. 8.5, б, больше давления p_n в схеме, приведенной на рис. 8.5, а. При регулировании «на выходе» гидроцилиндр вынужден преодолевать не только полезную нагрузку F , но и силу противодействия p_s . Однако при знакопеременных нагрузках F работа привода с противодействием более благоприятна и устойчива, поэтому такая схема в этих условиях предпочтительна.

Надо отметить, что обе схемы последовательного дроссельного регулирования содержат в себе элементы, в которых идет интенсивное тепловыделение: это сам дроссель, на котором теряется часть энергии, и предохранительный клапан, через который постоянно часть потока жидкости сливается в бак. Поэтому в таких системах идет значительный нагрев рабочей жидкости и устройств, омываемых этой жидкостью, что может привести к преждевременному старению рабочей жидкости и потере точности оборудования, оснащенного таким приводом. Следовательно, при проектировании таких гидросистем следует рассчитывать тепловой режим их работы и при необходимости устанавливать теплообменники.

Дроссельно - параллельное регулирование скорости (регулирование «на ответвлении») характерно тем, что в этой схеме предохранительный клапан играет свою прямую роль – предохранение насоса и гидросистемы в целом от перегрузок, т. е. он в процессе, работы привода закрыт, а давление в напорной гидролинии зависит уже от нагрузки на гидродвигателе и сил трения. В этой схеме регулирования (см. рис. 8.5, в) изменение площади $s_{др}$ проходного сечения дросселя ведет к изменению расхода $Q_{др}$, направляемого от основного расхода в бак. Таким образом, при увеличении открытия дросселя в гидроцилиндр поступает меньший поток жидкости, а скорость поршня будет уменьшаться.

Уравнение потоков для этой разновидности дроссельного регулирования в установившемся режиме работы имеет вид

$$Q_n - V_s - Q_{др} - Q_{ут} = 0, \quad (8.9)$$

где Q_n – подача насоса.

Уравнение равновесия сил, действующих на поршень, для установившегося режима работы будет следующим:

$$ps - F - F_{\text{тр}} - p_c s = 0. \quad (8.10)$$

Решив совместно оба уравнения относительно скорости движения V , приняв $p_c=0$, получим

$$V = \frac{Q_{\text{н}}}{s} - \frac{\mu s_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (F/s - F_{\text{тр}}/s)}}{s} - \frac{Q_{\text{ут}}}{s}. \quad (8.11)$$

Из последнего выражения (8.11) можно получить статические скоростные характеристики этой разновидности дроссельного регулирования (рис. 8.7).

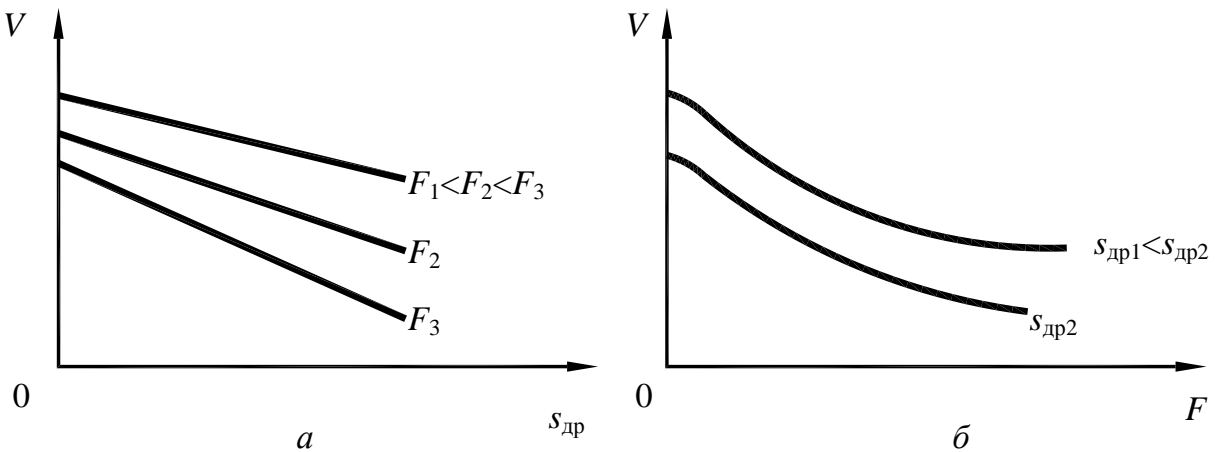


Рис. 8.7. Статические зависимости скорости движения V гидродвигателя при дроссельно-параллельном регулировании:

a – от площади $s_{\text{др}}$ открытия дросселя при различных нагрузках F ;

b – от нагрузки F при различных открытиях дросселя

Анализ характеристик показывает, что системы с дроссельным регулированием «на ответвлении» более чувствительны к изменениям нагрузки на исполнительном органе привода (характеристика на рис. 8.7, b более крутая, чем на рис. 8.6, b). Это вызвано двумя причинами. Во-первых, на скорость движения влияют утечки не только в гидродвигателе и аппаратуре, но и в гидравлическом насосе, а утечки сами по себе прямо пропорциональны нагрузке. Во-вторых, с изменением нагрузки на гидродвигателе меняется давление p , что приводит при неизменном открытии дросселя $s_{\text{др}}$ к возрастанию или уменьшению расхода $Q_{\text{др}}$. Кроме того, этот способ регулирования более благоприятен с точки зрения теплового режима, по-

сколько нагрев жидкости идет менее интенсивно, чем при дроссельно-параллельном регулировании (жидкость преодолевает лишь сопротивление дросселя, а через предохранительный клапан она не идет). Потребляемая насосом мощность в этом случае зависит от нагрузки, что тоже благоприятно.

Если же оценить динамические возможности такой гидросистемы, то они ниже, чем у других способов дроссельного регулирования: частота собственных колебаний ниже, и она сильно зависит от изменений нагрузки.

Дроссельно-дифференциальное регулирование скорости движения (см. рис. 8.5) применимо, как уже отмечалось выше, лишь для приводов, использующих в качестве гидродвигателей дифференциальные цилиндры. Для системы с вращательным приводом или для систем, в которых используют симметричные или плунжерные цилиндры, этот способ не применим, так как он основан на использовании свойства дифференциального цилиндра, связанного с одновременным подключением обеих его полостей к напорной гидролинии.

При проектировании такого привода необходимо помнить, что напорную гидролинию насоса нужно подсоединять к полости гидроцилиндра с меньшей эффективной площадью s_2 , одно сопротивление устанавливать параллельно гидродвигателю, соединяя обе полости, а другое – в сливной гидролинии из полости с большей эффективной площадью s_1 . При этом способе регулирования используют два дросселя, зато не требуется применения гидравлических реверсивных распределителей.

Надо отметить, что наличие двух сопротивлений, включенных параллельно и последовательно гидродвигателю, поднимает давление в напорной гидролинии насоса до значения, открывающего предохранительный клапан. Поэтому в напорном трубопроводе и в полости гидроцилиндра с меньшей эффективной площадью s_2 поддерживается постоянное давление p_n , равное его настройке.

Опишем математически установившийся режим работы такого привода. Уравнения расходов:

$$\begin{aligned}
 Q_1 &= Q_2 \pm V s_1 - Q_{yT}; \\
 Q_1 &= \mu s_{дp1} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p)}; \\
 Q_2 &= \mu s_{дp2} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p - p_c)}.
 \end{aligned}
 \tag{8.12}$$

Уравнение равновесия сил, действующих на поршень:

$$ps_1 - F - p_н s_2 \pm F_{тр} - = 0. \quad (8.13)$$

Решаем совместно уравнения (8.12) и (8.13) относительно скорости движения V , направленной вправо. Приняв $p_c=0$, получаем

$$V = as_{др1} \sqrt{p_н (1 - s_2/s_1) - F/s_1 - F_{тр}/s_1 -} - as_{др2} \sqrt{p_н s_2/s_1 + F/s_1 + F_{тр}/s_1 + Q_{ут}/s_1}, \quad (8.14)$$

где $a = \mu \sqrt{2/\rho}$.

Последняя зависимость скорости V достаточно сложна, поскольку содержит два нелинейных члена и три переменных параметра $s_{др1}$, $s_{др2}$ и F , поэтому статические скоростные характеристики построены при условии, когда один или два из переменных параметров принимают постоянным. В реальных системах дроссельно-дифференциального регулирования один из дросселей – нерегулируемый, поэтому такой анализ вполне допустим. Статические скоростные характеристики (см. рис. 8.8) показывают, что путем изменения открытия дросселей $Dp1$ (см. рис. 8.5, ε) или $Dp2$ можно добиться реверса поршня. Поэтому в этих схемах отсутствует линейный гидрораспределитель за ненадобностью. В этом заключается достоинство этого способа, поскольку, введя автоматическое управление открытием дросселей, можно получить гидравлическую автоматическую систему. Это свойство широко используют в гидравлических следящих приводах, которые относятся к системам автоматического регулирования.

Потребляемая насосом мощность при этом способе регулирования не зависит от нагрузки на гидроцилиндре и всегда при работе привода максимальна. С точки зрения тепловыделения эта схема регулирования наименее благоприятна, поскольку в трех ее точках (в двух дросселях и предохранительном клапане) дросселируется жидкость, что приводит к интенсивному нагреву рабочей жидкости и узлов привода.

Оценка способов регулирования. Анализируя достоинства и недостатки каждого из способов регулирования скорости гидродвигателя, можно дать следующие рекомендации по назначению того или иного метода.

1. Объемное бесступенчатое регулирование, связанное с необходимостью применения регулируемых гидромашин и специальных управляющих устройств и сопровождающееся влиянием больших утечек в гидромашине на скорость движения, рекомендуется применять в гидравлических приводах мощностью свыше 5–10 кВт.

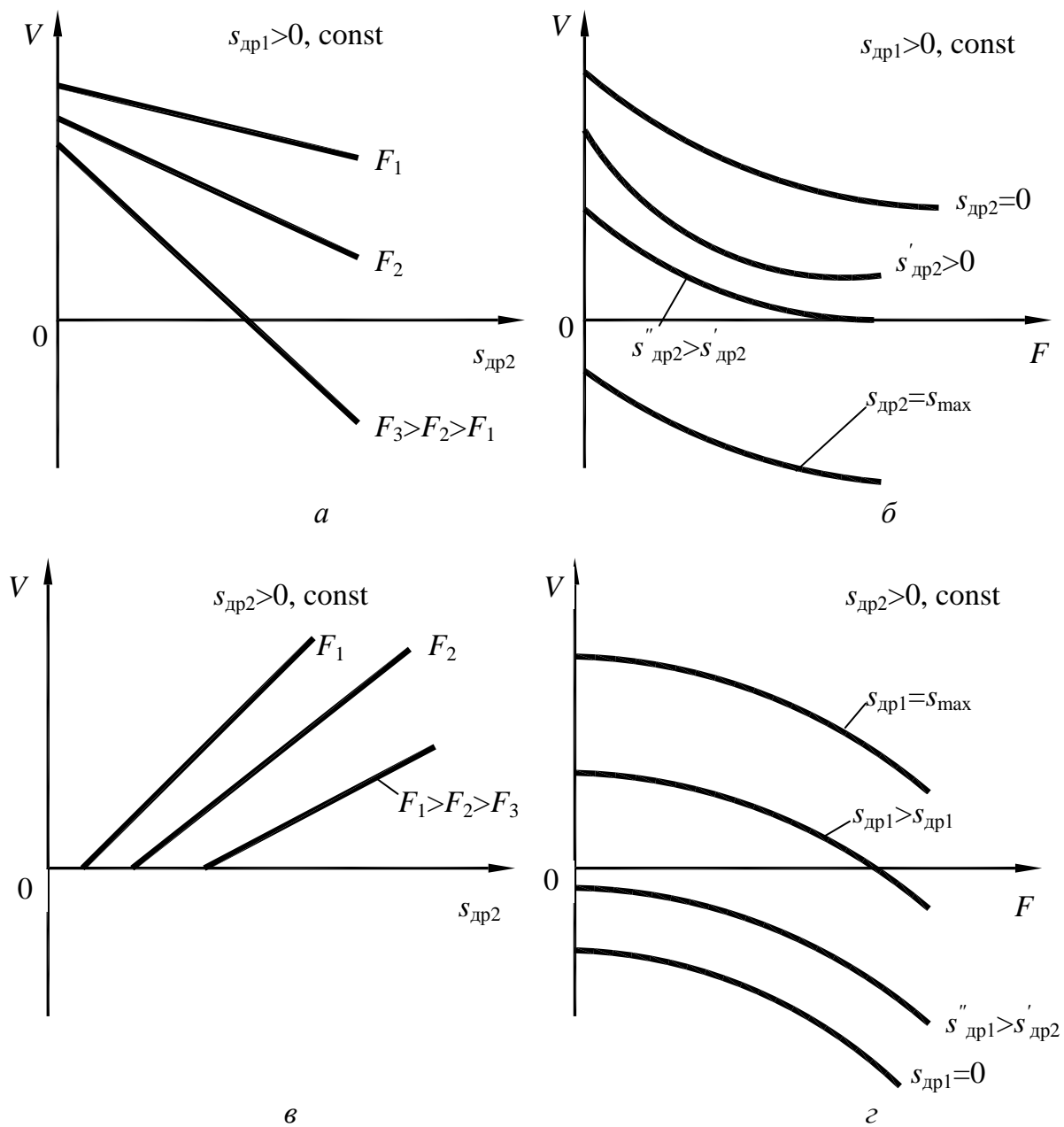


Рис. 8.8. Статические зависимости скорости движения V гидродвигателя при дроссельно-дифференциальном регулировании:
a – от площади открытия $s_{др}$ дросселя $Др2$ при различных нагрузках F и постоянном открытии дросселя $Др1$; *б* – от нагрузки F при различных открытиях дросселя $Др2$ и постоянном открытии дросселя $Др1$;
в – от открытиях дросселя $Др1$ при различных нагрузках F и постоянном открытии дросселя $Др2$;
г – от нагрузки F при различных открытиях дросселя $Др1$ и постоянном открытии дросселя $Др2$

2. Дроссельное регулирование, сопровождающееся большими потерями энергии на теплоту, выгодно применять в маломощных гидравлических приводах, где мощность не превышает 5–10 кВт.

3. Оценивая разновидности дроссельного регулирования скорости, можно отметить, что дроссельно-параллельное регулирование применяют там, где нагрузки на гидравлический двигатель невелики и практически постоянны (например, в станках шлифовальной группы).

4. Дроссельное регулирование «на входе» можно рекомендовать в приводах, в которых нагрузка постоянна по направлению.

Дроссельное регулирование «на выходе» будет выгодным в приводах при знакопеременной нагрузке.

Область применения дроссельно-дифференциального регулирования сужена гидродвигателями в виде дифференциальных цилиндров. Но благодаря простоте автоматизации таких систем, этот способ широко применяют в различного рода копировальных (следающих) приводах.

Активное внедрение в производство пропорциональной гидравлической техники значительно расширяет область применения гидравлических приводов с любым способом регулирования скорости, поскольку позволяет вести автоматизированное управление такими системами и повысить КПД привода в целом.

Стабилизация скорости движения гидродвигателей. Выше было установлено, что на поток жидкости, проходящей через дроссель, влияет давление, возникающее после дросселя под воздействием нагрузки. Поскольку нагрузка в реальных гидравлических приводах практически непостоянна, то изменение потока жидкости через дроссель приводит к колебаниям скорости гидродвигателя. Это легко установить, анализируя схему на рис. 8.5, а. Поток, проходящий через дроссель при его открытии на $s_{др}$, будет $Q_{др} = \mu s_{др} \sqrt{2(p_n - p) / \rho}$, а скорость поршня без учета утечек $V = Q_{др} / s$. Но давление p , входящее в выражение $Q_{др}$, зависит от нагрузки F , следовательно, если сила F переменна, то при постоянной настройке дросселя $s_{др}$ скорость движения будет переменной. Такие условия часто бывают неприемлемы, так как колебания скорости движения двигателя могут снизить качество обработки, повлиять на производительность оборудования, быть причиной возникновения автоколебаний.

Одним из путей борьбы с таким явлением может быть создание на дросселе постоянного перепада давления, когда изменение одного давления вело бы к соответствующему изменению другого. Тогда бы их раз-

ность была постоянной, а колебания нагрузки F не сказывались бы на скорости движения.

Достижению этой цели способствуют регуляторы расхода – аппараты, состоящие из дросселя и клапана постоянной разности давления (см. рис. 8.9). По конструктивному исполнению они бывают двух типов: клапан постоянной разности давления включен параллельно или последовательно дросселю. Рассмотрим работу этих аппаратов, их достоинства и недостатки.

В корпусе 1, регулятора расхода с параллельным клапаном давления (рис. 8.9, а) размещен затвор дросселя 7, управляемый рукояткой б, и плунжер клапана 2 постоянной разности давления. Жидкость поступает в аппарат по каналу А, свободно проходит клапан 2, а через щель в затворе 7 внутрь его и далее на выход в канал В. Одновременно жидкость из канала А поступает под грибок клапана 2 и его нижний торец, а из канала В по вертикальному отверстию через демпфер к верхнему торцу грибка клапана 2. Поскольку на пути жидкости в канале А встречается дроссель, то перед ним создается давление p_1 , которое, воздействуя на нижние торцы клапана 2 и его грибка, создает силу, которая приподнимает клапан 2, сжимая пружину 5. Если же на выходе В также создается давление p_2 , то оно создает силу, которая вместе с пружиной уравнивает силу, поднимающую клапан 2. Последний останавливается в положении равновесия сил, при этом часть расхода из канала А получает возможность сливаться в бак. Для установившегося режима работы без учета сил трения уравнение равновесия сил будет иметь вид

$$p_1 s_1 - G_5 - p_2 s_2 = 0, \quad (8.15)$$

где G_5 – сила пружины 5; s_1, s_2 – эффективная площадь торцов клапана 2.

Отсюда легко получаем, что

$$p_1 - p_2 = G_5 / s_2. \quad (8.16)$$

Из этого выражения видно, что разность давлений до и после дросселя зависит только от силы пружины и не зависит ни от каких других факторов. Нагрузка на гидродвигателе, которая влияет на давление p_2 , на саму разность давлений не влияет. Действительно, если, например, нагрузка за регулятором потока возрастет, то увеличится и давление p_2 и уменьшится перепад давлений на дросселе. Но вместе с этим возрастет сила, действующая вместе с пружиной на верхний торец грибка клапана 2. Нарушится равновесие сил, и он начнет двигаться вниз, уменьшая возможность слива жидкости из канала А в бак.

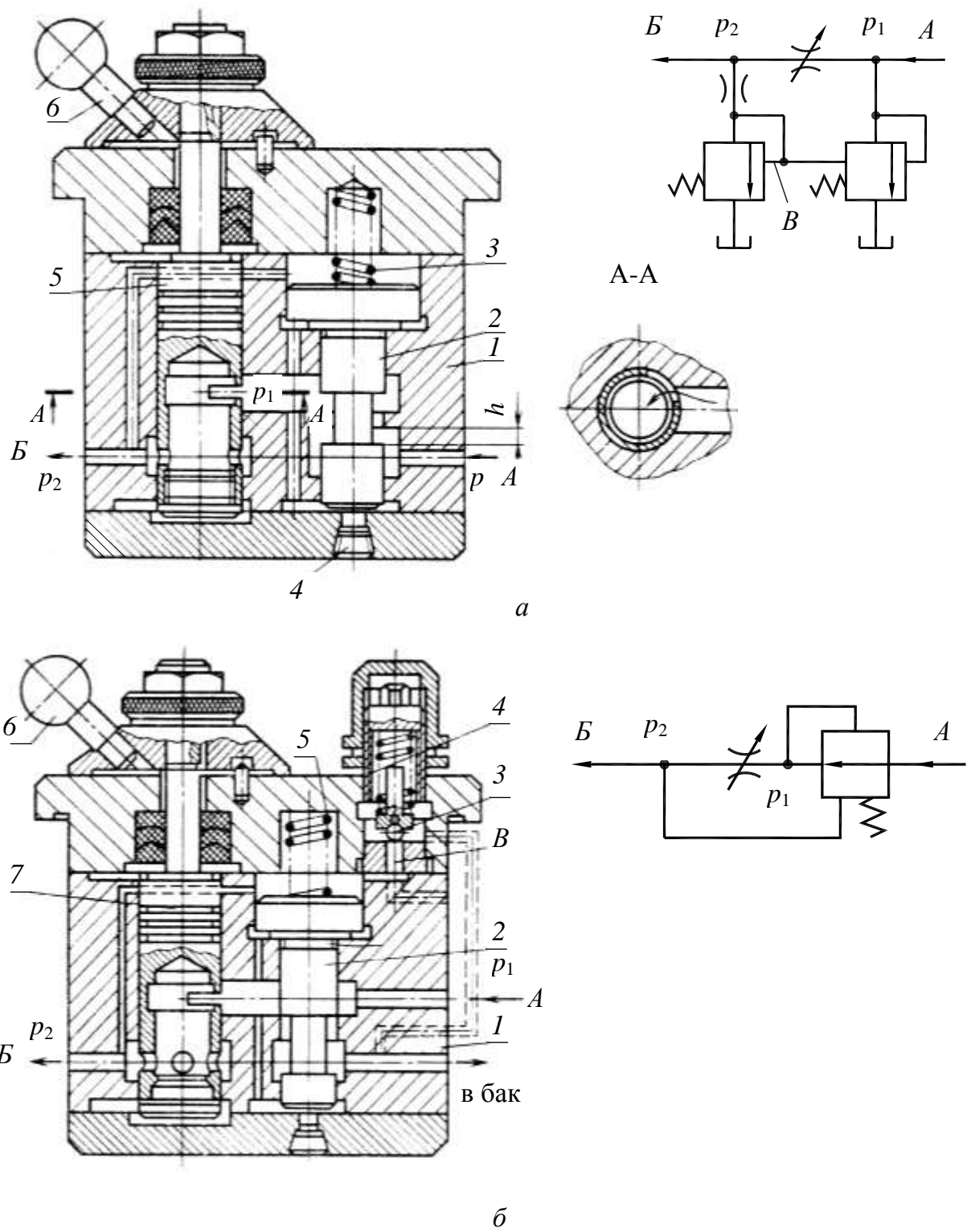


Рис. 8.9. Регуляторы потока:
 а – мод. Г55-1 и ее условное обозначение; б – мод. Г55-2 и ее условное обозначение

Вследствие этого давление p_1 перед дросселем также начнет повышаться, увеличивая силу противодействия опусканию клапана. Движение клапана 2 и повышение давления p_1 будут происходить до тех пор, пока снова не восстановится равновесие, что будет означать восстановление прежнего значения разности давлений. Поскольку ход клапана невелик, то с некоторым допущением можно считать, что колебания перепада давления незначительны, а сам перепад можно считать постоянным, зависящим лишь от предварительного натяга пружины 5. Аналогично аппарат срабатывает и при понижении нагрузки и давления p_2 .

В этом же аппарате установлен и предохранительный шариковый клапан 3, ограничивающий максимальное давление p_2 в гидросистеме за регулятором потока. Это давление устанавливается винтом 4, сжимающим пружину шарикового клапана. Последний перекрывает канал 5, по которому подводится жидкость из верхней полости клапана 2. Жесткость пружины 5, влияющей на перепад давления на дросселе 7, подбирают такой, чтобы разность давлений поддерживалась в пределах 0,3–0,35 МПа.

Регулятор потока с последовательным клапаном постоянной разности давлений (см. рис. 8.9, б) устроен аналогично предыдущему аппарату. В его корпусе 1 установлены дроссель 5, клапан 2, пружина 3 и рукоятка 4 управления дросселем. Его отличие от первого регулятора потока состоит в конструкции проходных сечений клапана 2. Они таковы, что жидкость проходит через них с некоторым дросселированием, вследствие чего на нем теряется часть входного давления p .

При отсутствии подачи жидкости клапан 2 под действием пружины 3 находится в самом нижнем положении, при котором он оказывает наименьшее сопротивление прохождению жидкости из канала А. Однако надо сказать, что при работе с этим аппаратом давление p велико, поскольку на пути жидкости встречаются два последовательно соединенных сопротивления. Давление поддерживается предохранительным клапаном насоса (на рис. 8.9, б не показан) постоянным.

При включении жидкость подается по каналу А, проходит цилиндрический зазор высотой h между кромками клапана 2 и корпуса 1, дроссель 5 и выходит в канал Б. При этом перед дросселем создается давление p_1 , которое создает силу, действующую на клапан 2 снизу и поднимающую его вверх. Сверху на него действуют силы от пружины 3 и давления p_2 на выходе аппарата. Поэтому подъем клапана прекратится, как только наступит равновесие сил на нем:

$$p_2 s_2 - G_{\text{пр}} - p_1 s_2 = 0. \quad (8.17)$$

Из этого условия равновесия вновь получим выражение (8.16), показывающее, что и в этом аппарате поддерживается постоянная разность давлений $p_1 - p_2$. Если допустить, что давление p_2 уменьшилось, то тогда из-за нарушения равновесия сил клапан 2 поднимается вверх, уменьшая размер h и увеличивая тем самым сопротивление прохождению жидкости из канала A . Потери давления на этом зазоре увеличатся, давление p_1 уменьшится. Это приведет к восстановлению равновесия сил и прежней разности давлений p_1 и p_2 .

Анализ работы этих аппаратов вскрывает их достоинства и недостатки. Применение аппарата с параллельным клапаном давления экономически более выгодно, поскольку потребляемая мощность будет зависеть от нагрузки, а в регуляторах расхода с последовательным клапаном давления потребляется наибольшая мощность независимо от того, мала или велика нагрузка, но область применения его значительно шире. Если регулятор расхода с последовательным клапаном можно применять в схемах дроссельного регулирования «на входе», «на выходе», «на ответвлении», то регулятор расхода с параллельным клапаном давления применяют лишь при дроссельном регулировании «на входе».

Оба рассмотренных регулятора расхода имеют ручное управление, что не позволяет их применять в автоматизированном оборудовании в различных системах автоматизированного управления.

Этих недостатков лишен регулятор расхода с пропорциональным управлением (см. рис. 8.10), в котором площадь проходного сечения дросселя регулируется пропорциональным электромагнитом 2, оснащенным датчиком обратной связи по положению. При подаче электрического тока на электромагнит 2 его толкатель 3 перемещает плунжер 4 дросселя вправо, сжимая пружину 5 до тех пор, пока ее сила не уравнивает силу электромагнита, пропорциональную силе тока. Одновременно датчик 1 обратной связи, стержень которого связан с толкателем электромагнита, контролирует положение плунжера 4. При перемещении плунжера 4 открывается проходное сечение дросселя и поток жидкости, пропорциональный поступившему сигналу, из канала A попадает в канал B .

Перепад давления на плунжере 4 дросселя поддерживается постоянным с помощью клапана 7 постоянной разности давления за счет работы его плунжера 8. Работа клапана давления аналогична работе клапанов в регуляторах расхода с ручным управлением (см. рис. 8.9).

Промышленность выпускает пропорциональные регуляторы расхода и на более высокие расходы жидкости. Регулятор расхода ДД10 обеспечивает пропуск расхода 40 л/мин. Однако конструктивно его выполняют

двухкаскадным подобно пропорциональным распределителям РП16. Это объясняется тем, что при больших расходах жидкости и давлениях мощности управления непосредственно плунжером дросселя недостаточны.

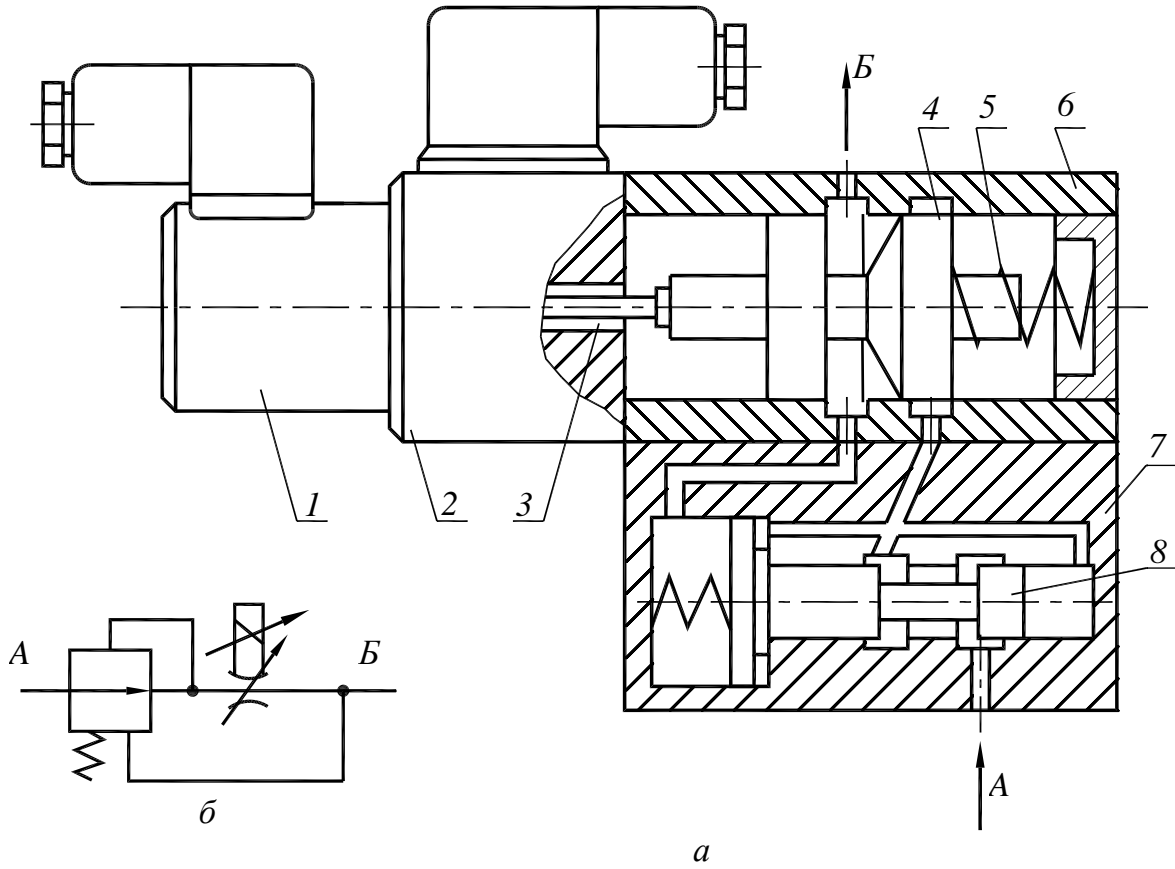


Рис. 8.10. Пропорциональный дроссель ДД6:
a – конструктивная схема; *б* – условное обозначение

ГЛАВА 9. УПЛОТНЕНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОПРИВОДА

Герметичность – свойство конструкции не пропускать через себя рабочую среду в количествах, превышающих предельно допустимые. Для этого применяются различные уплотнительные средства, назначение которых состоит в том, чтобы препятствовать утечке жидкости, находящейся под некоторым избыточным давлением, через зазор в стыке двух неподвижных или перемещающихся одна относительно другой жестких поверхностей, не составляющих единого целого.

Уплотнение неподвижных соединений. Для устранения утечек жидкости через неподвижное соединение добиваются устранения различными средствами (преимущественно мягкими прокладками) зазора между сопрягаемыми деталями, причем герметичность будет достигнута, если точки контакта образуют замкнутую линию, а контактное давление в нем превышает давление уплотняемой среды. Под контактным давлением здесь понимают внешнее сжимающее усилие, приходящееся на единицу площади поверхности прокладки, которое развивается при затяжке болтов фланцевого соединения.

В некоторых конструкциях герметичность обеспечивается приработкой деталей, однако поскольку обеспечить такую точность, при которой точки контакта образуют замкнутую линию, этим способ трудно, он применяется лишь для внутренних соединений, в которых обеспечение полной герметичности не требуется (золотниковые пары, клапаны и пр.).

Некоторые способы уплотнения неподвижных соединений мягкими прокладками и кольцами представлены на рис. 9.1. Для изготовления прокладок применяют различные неметаллические и металлические эластичные материалы, способные компенсировать при затяжке соединения неровности и другие дефекты поверхностей уплотняемой пары.

Прокладки должны быть предохранены от выдавливания, для чего их предпочтительно помещать в канавки, образующие замкнутые полости (см. рис. 9.1, *в* и *е*). В том случае, если эти средства не предусмотрены, необходимо, чтобы сила трения прокладки о контактные поверхности была больше, чем сила давления жидкости на ее боковую поверхность, что достигается выбором толщины a и ширины b прокладки (см. рис. 9.1 *а*, *б*).

Уплотнительные кольца с прямоугольным поперечным сечением, изготовленные из эластичного материала, размещаются в канавках и рассчитываются обычно на полное (с некоторым избытком) их заполнение (см. рис. 9.1, *в* и *е*). Для этого поперечное сечение канавки выбирают на 30 % меньше поперечного сечения уплотнительного кольца (прокладки).

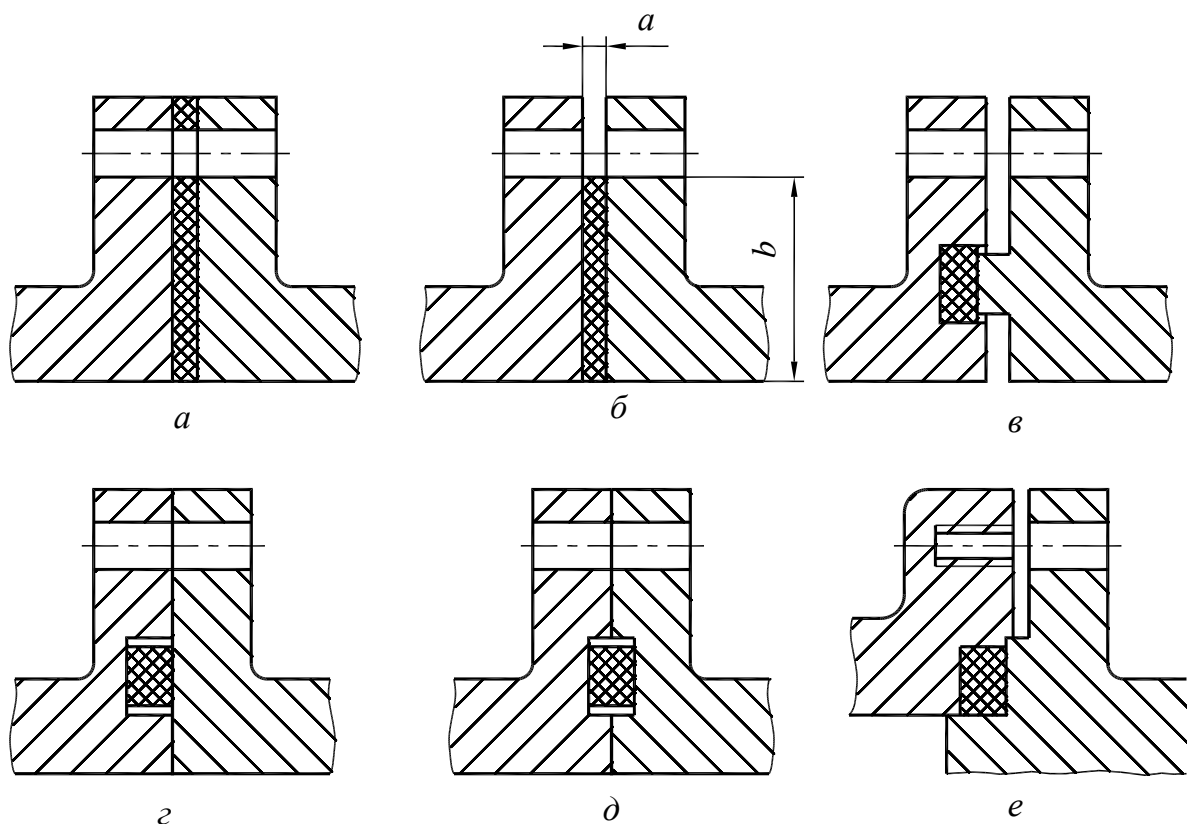


Рис. 9.1. Герметизация неподвижных соединений стыков

В тех случаях, когда требуется обеспечить точное осевое расположение деталей соединения, а также необходимо разгрузить прокладку от усилий затяжки болтов соединения, применяют фланцевое соединение, показанное на рис. 9.1, *г* и *д*. Объем прокладки в этом случае должен быть несколько меньше (на 10–15%) объема канавки, однако сечение ее в свободном состоянии должно быть таким, чтобы при сборке происходило сдавливание резины по высоте на 20–25% в сравнении с размером в свободном состоянии.

Распространенным типом уплотнения неподвижных соединений является также уплотнение кольцами круглого сечения.

Уплотнение подвижных соединений. Уплотнение подвижных соединений можно разделить на две группы: бесконтактные (щелевые) и контактные.

Под первыми понимаются уплотнения, в которых требуемая герметичность обеспечивается гидравлическим сопротивлением щели, образованной поверхностями уплотняемой пары (статические уплотнения). Такое уплотнение, получившее название щелевого, представляет собой капил-

лярную гладкую щель s (рис. 9.2, *a*), при соответствующей величине и длине которой может быть создано с учетом облитерации щели приемлемое сопротивление перетеканию жидкости.

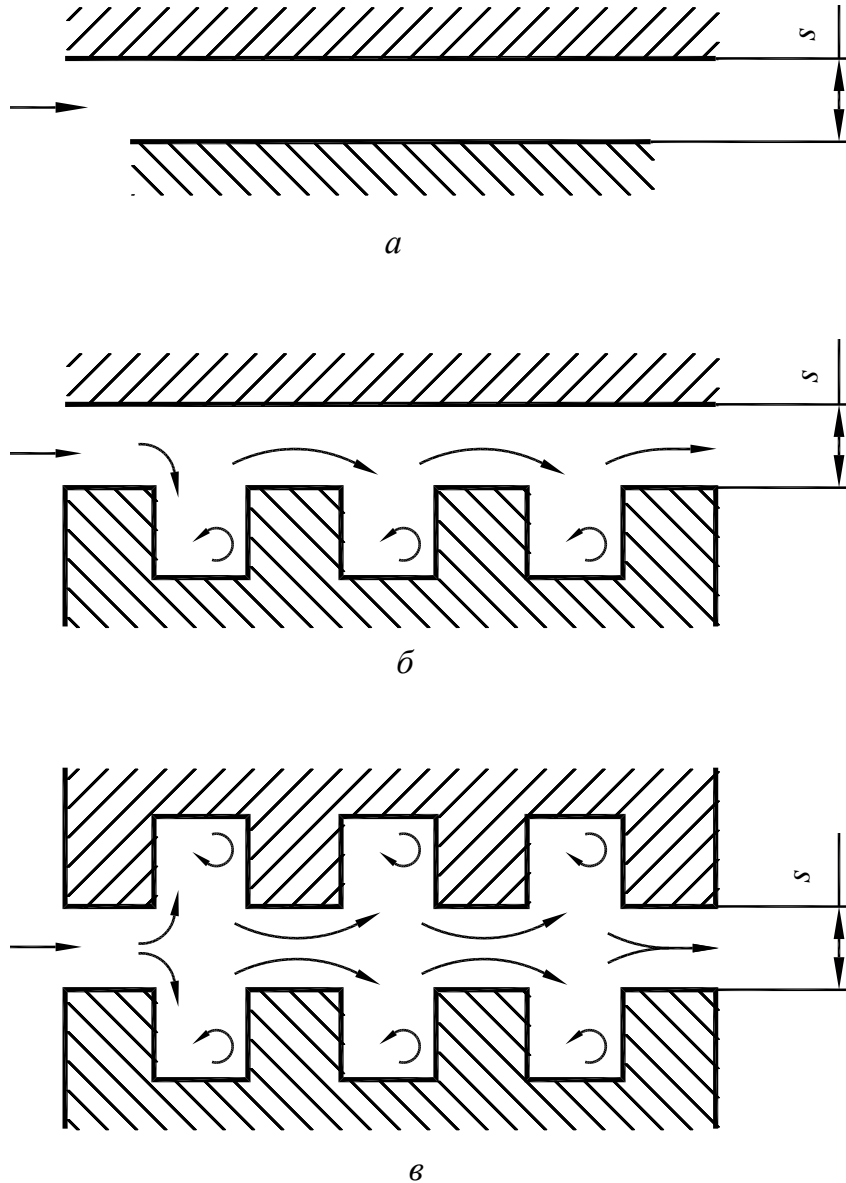


Рис. 9.2. Схемы уплотнений:
a – щелевого; *б* – щелевого и лабиринтного

Подобные бесконтактные соединения (уплотнения) применяются в тех случаях, когда к уплотнениям не предъявляют требований обеспечения в полной герметичности (например, для уменьшения перетекания жидко-

сти из одной полости гидроагрегата с высоким давлением в другую полость с меньшим давлением).

Для повышения сопротивления щели при высоких Re , соответствующих турбулентному режиму течения (преимущественно при газовых рабочих средах), на одной (см. рис. 9.2, б) или обеих (см. рис. 9.2, в) поверхностях, образующих щель, выполняют лабиринтные канавки, которые вследствие чередующегося изменения сечения щели повышают при известных условиях ее сопротивление. Кроме того, применение этих канавок на плунжерах золотников и клапанов способствует разгрузке их от неуравновешенных радиальных сил давления жидкости.

Из контактных уплотнений наиболее простыми являются сальниковые набивки (рис. 9.3) из какого-либо мягкого материала *a*. При сдавливании набивки нажимной буксой *b* набивочный материал течет в радиальном направлении, образуя плотный контакт между камерой сальника и набивкой – с другой.

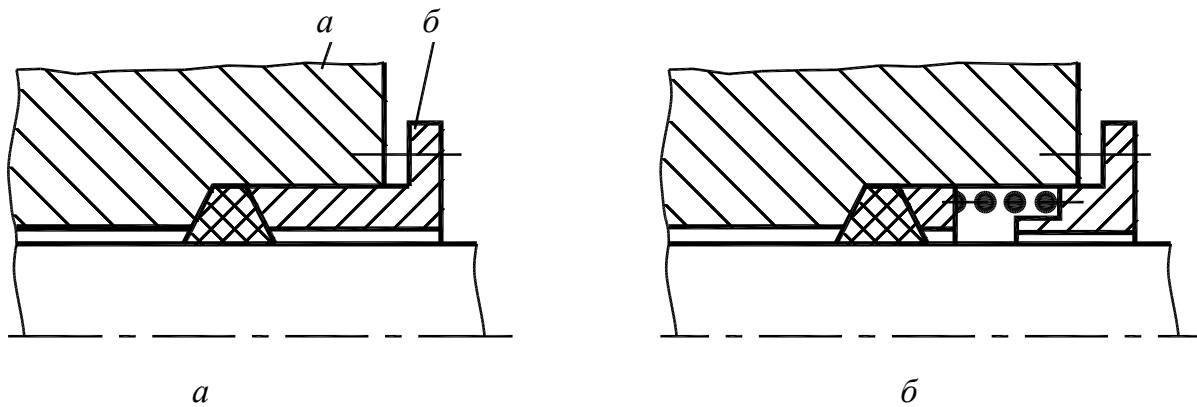


Рис. 9.3. Герметизация набивками

Для облегчения создания требуемого контакта сальника с уплотняемой подвижной деталью торцовые поверхности камеры сальника обычно выполняются под углом (конической формы).

Для компенсации износа и иных потерь набивочные сальники требуют периодической подтяжки. Это достигается указанным сдавливанием набивки при помощи болтов (рис. 9.3, а) или пружины (рис. 9.3, б). Эти уплотнения применяют при небольших давлениях уплотняемой среды до 5 МПа.

Металлические поршневые кольца. В гидроагрегатах с прямолинейным движением распространены уплотнения поршней и плунжеров с помощью упругих разрезных поршневых металлических и пластмассовых колец. Схема действия уплотнения показана на рис. 9.4.

Кольцо из положения, представленного на рис. 9.4, *а*, под действием давления жидкости перемещается в соответствующее рабочее положение (рис. 9.4, *б*, *в*). Уплотняющий контакт кольца с поверхностью (зеркалом) цилиндра создается пружинящим действием (радиальной упругостью) кольца, развиваемым при монтажном обжатии его, а также давлением жидкости на нижнюю поверхность (со стороны доньшка канавки) кольца и в осевом направлении давлением уплотняемой жидкости (рис. 9.4, *б*, *в*).

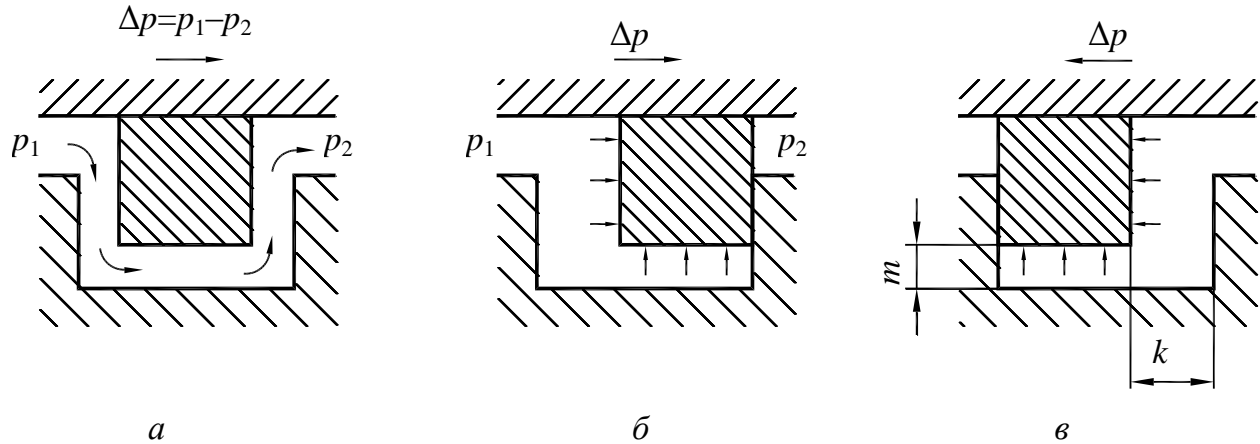


Рис. 9.4. Герметизация разрезными металлическими кольцами

Опыты показывают, что рассматриваемые кольца (при двух–трех кольцах в уплотнительном узле) обеспечивают высокую (практически полную) герметичность при давлении более 20 МПа.

Кольца изготавливаются из материала, обладающего достаточной упругостью и антифрикционными свойствами. В частности, кольца изготавливаются из серого чугуна, бронзы, текстолиты, графита и металлографитовой массы.

Применяют прямой (см. рис. 9.5, *а*), косой (см. рис. 9.5, *б*) и ступенчатый (см. рис. 9.5, *в*) стыки (замки) колец. Прямой стык применяют при низких давлениях (до 5 МПа), косой (угол 60°) – при средних давлениях (5–20 МПа) и ступенчатый – при более высоких давлениях, а также при повышенных требованиях к герметичности. В ступенчатом замке (см. рис. 9.5, *в*) стыкующиеся ступенчатые концы кольца перекрывают друг друга, уменьшая стыковой зазор.

Часто одну из сопряженных поверхностей в замке выполняют плоской (параллельно торцевой поверхности), а вторую – несколько выпуклой (см. рис. 9.5, *з*), благодаря чему повышается удельное давление в стыке колец под нагрузкой, способствующее повышению герметичности.

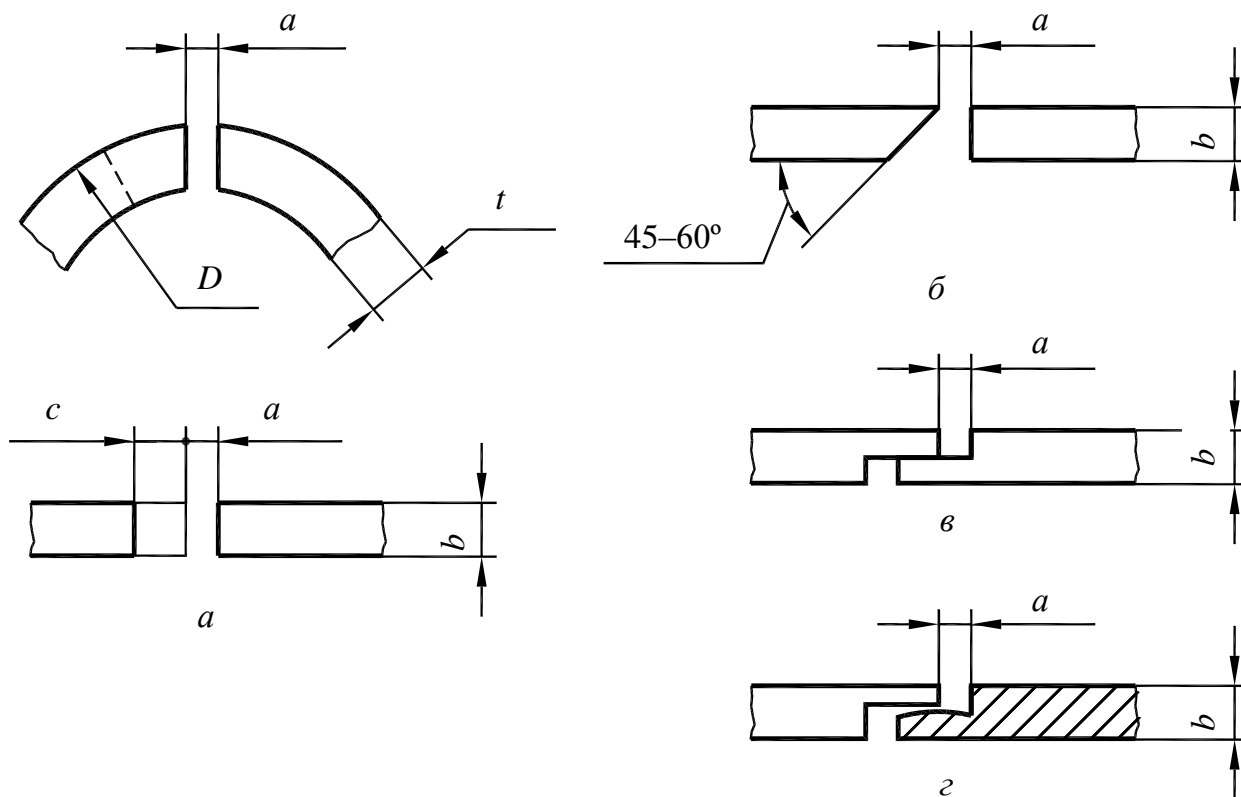


Рис. 9.5. Типы стыковых замков уплотнительных металлических замков

Величина стыкового зазора $c+a$ кольца (рис. 9.5, а) в свободном его состоянии и величина c , на которую этот зазор уменьшится при монтаже поршня с кольцом в цилиндр, определяют напряжение кольца как в сжатом положении, так и при надевании его на поршень. Для практических расчетов можно принять $c = 3,4t$, где t – радиальная толщина (высота) сечения кольца.

Кроме того, вырез должен быть таким, чтобы у кольца, вставляемого в цилиндр, в замке был сохранен зазор a , необходимый для компенсации неточностей изготовления цилиндра и искажений его диаметра по ходу поршня.

Кольцо должно свободно перемещаться в канавке в осевом и радиальном направлениях с тем, чтобы оно могло быть прижато к сопряженным с ним поверхностям.

Манжетные уплотнения. Манжетой в общем случае называют упругое фигурное в поперечном сечении кольцо (см. рис. 9.6) из резиновых смесей и их комбинаций с различными тканями, которое, будучи

прижатым давлением рабочей среды к стыкуемым деталям уплотняемой пары, герметизирует стык.

Первоначальный контакт манжеты с уплотняемыми поверхностями, обеспечивающий герметизацию при нулевом и малом давлении, осуществляется за счет ее упругости, получаемой в результате деформирования (сжатия) при монтаже в канавку (рис. 9.6, б). Для этого ширина a раствора усов манжеты в свободном состоянии (рис. 9.6, а) превышает глубину b канавки, в которую монтируется манжета, в результате усы манжеты сжимаются ($b < a$), создавая плотный контакт по концам. Плотность этого контакта повышается с увеличением давления жидкости, которая расширяет борта манжеты, прижимая их к уплотняемым поверхностям, создавая плотный контакт (рис. 9.6, в).

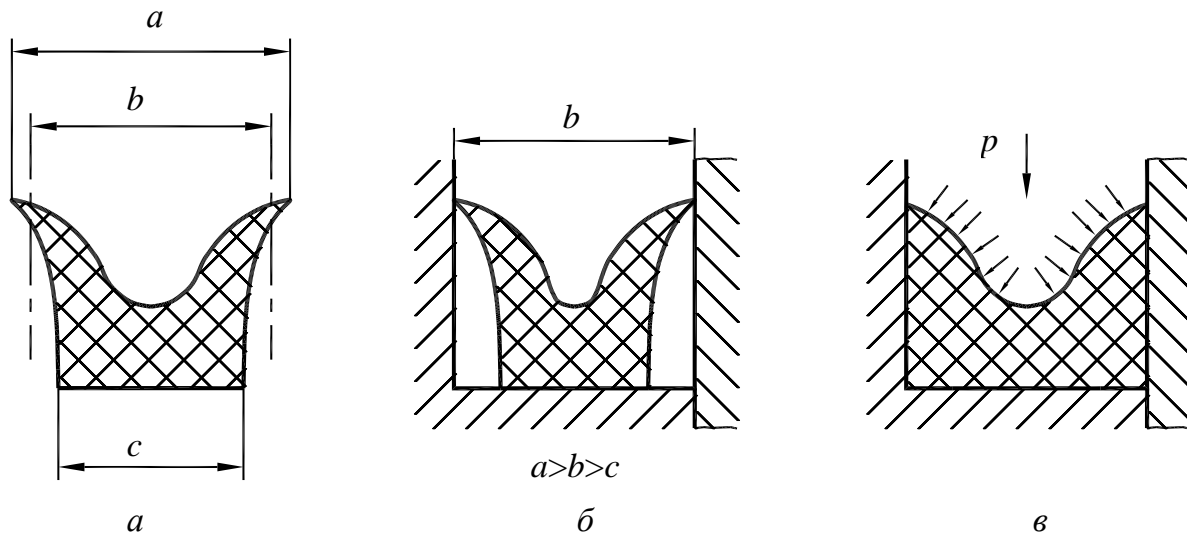


Рис. 9.6. Схема действия манжетного уплотнения:

a – манжета до монтажа; $б$ – манжета в смонтированном виде без давления жидкости; $в$ – манжета под давлением

Наиболее распространены U-образные (см. рис. 9.7, а, б) и V-образные (шевронные) манжеты (см. рис. 9.7, в). Для уплотнения при давлении рабочей среды до 350 МПа обычно применяют U-образные манжеты и при давлении до 500 МПа и выше – шевронные.

U-образные манжеты выполняют с закругленным (см. рис. 9.7, а) и плоским (см. рис. 9.7, б) основанием.

Для сохранения формы манжету помещают при монтаже уплотнительного пакета между фасонными опорными 1 и распорными 2 кольцами (манжетодержателями) из металла или текстолита (см. рис. 9.7, а).

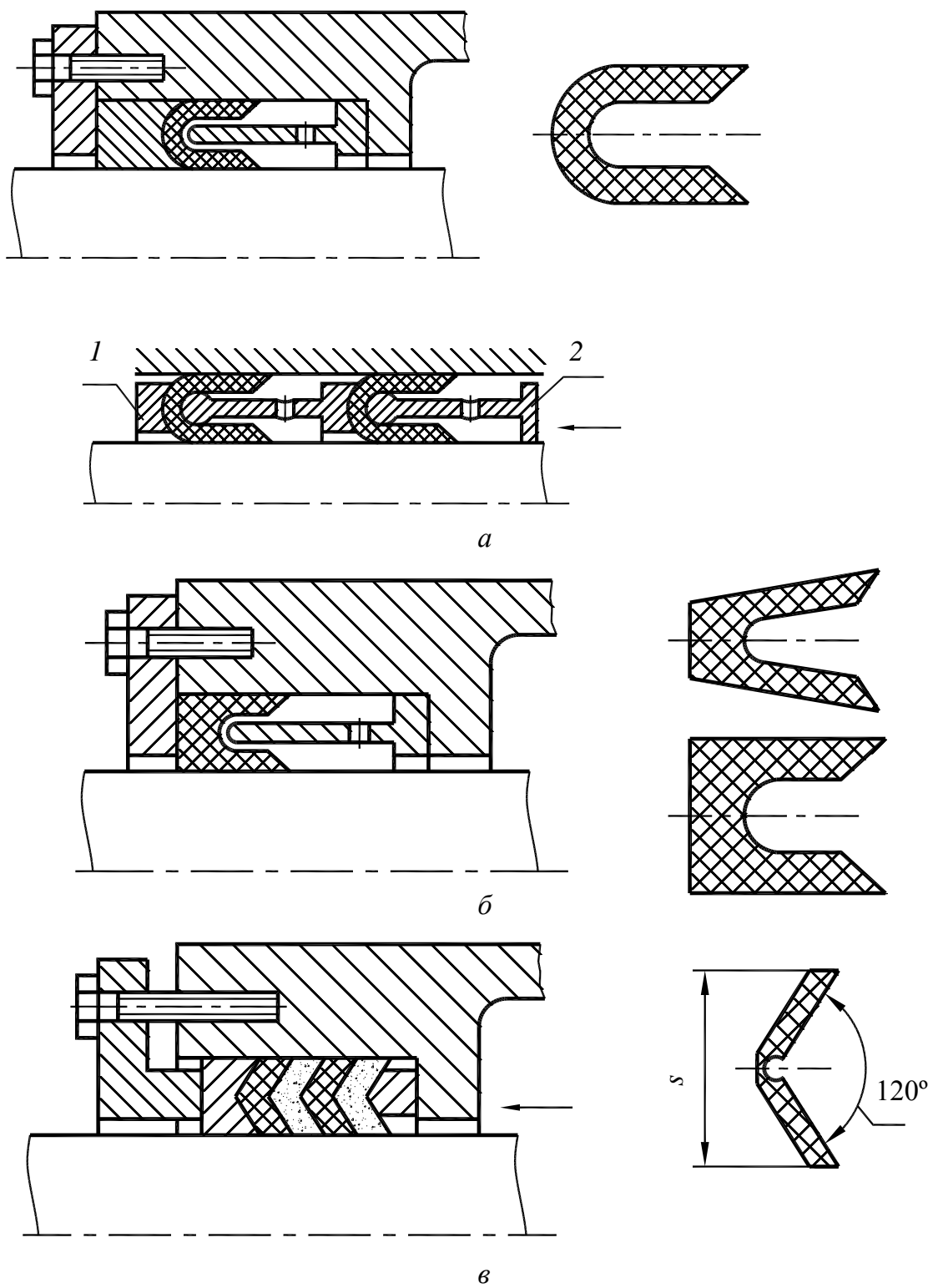


Рис. 9.7. Типовые формы манжет

Число манжет выбирают в зависимости от рабочего давления. Обычно рекомендуется применять две-три манжеты и лишь в отдельных случаях четыре.

Для улучшения плотности контакта применяют манжеты, в которых пространство между раствором их губок заполнено мягкой резиной (рис. 9.8).

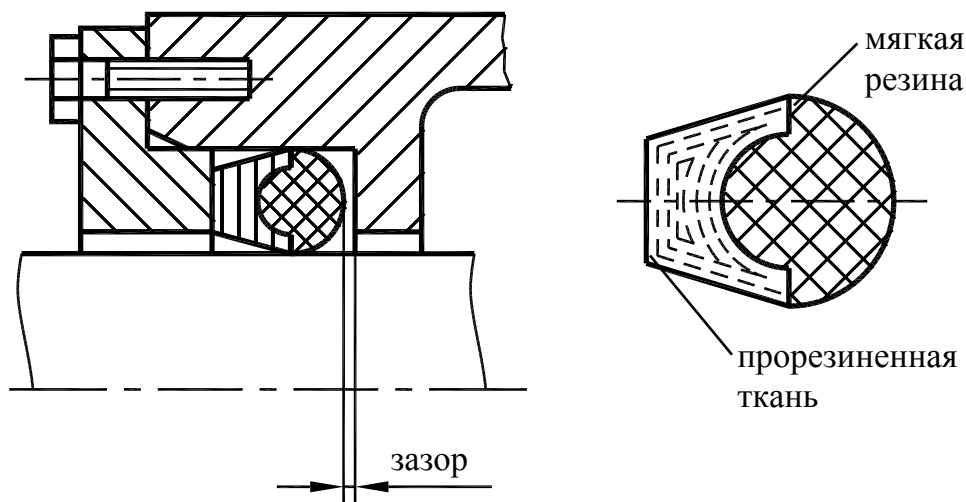


Рис. 9.8. Манжета с увеличенной упругостью

Шевронные манжеты (рис. 9.9) применяют главным образом для уплотнения деталей с возвратно-поступательным и реже с вращательным движением и выполняют в виде колец, собираемых в пакет по несколько (3–8) штук.

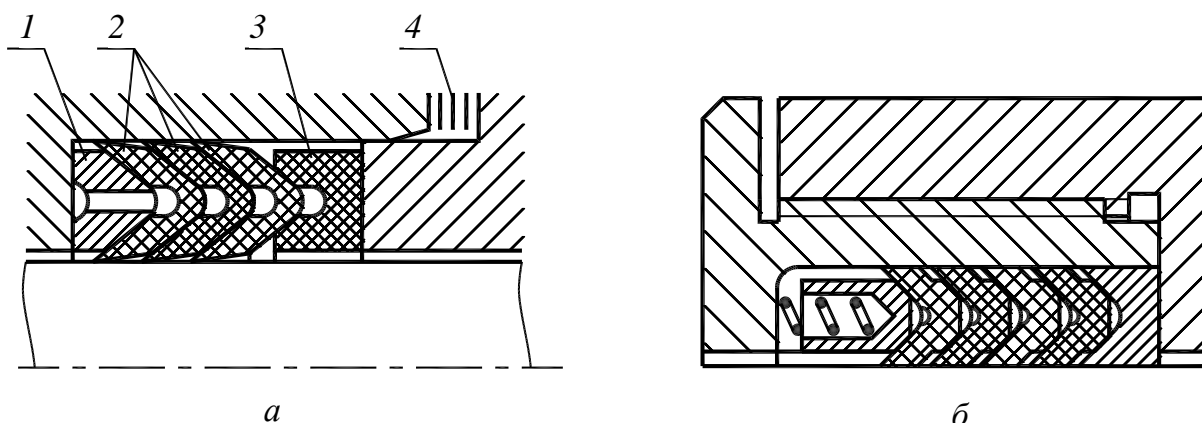


Рис. 9.9. Наборы (пакеты) шевронных манжет

Опорные 3 и распорные 1 кольца шевронных манжет 2 (см. рис. 9.9, *a*) изготавливают с углами, превышающими на 5° угол губок манжет. Регулирование затяжки манжет осуществляется соответствующим подбором шайб 4 или пружинами (рис. 9.9, *б*). При применении пружин устраняется необходимость ручной регулировки затяжки уплотнения.

Опыт показывает, что уплотнение, состоящее из шести – восьми манжет, эффективно предотвращает утечку жидкости при давлениях до 40,0–50,0 МПа.

Уплотнения резиновыми кольцами прямоугольного сечения. Уплотнение этого типа состоит из прямоугольного в поперечном сечении резинового кольца, помещаемого в круглую канавку, выполненную в теле поршня или штока (рис. 9.10, *a*). Герметичность уплотнения при нулевом и малом давлениях жидкости обеспечивается предварительным сжатием кольца при монтаже. Для этого канавка выполняется такой, что кольцо при монтаже получает некоторое радиальное обжатие, равное 0,1–0,2 мм. При подводе жидкости под давлением p по одну из сторон кольца оно смещается к боковой стенке канавки в направлении действия давления и, деформируясь под действием этого давления, создает плотный контакт по трем разделительным поверхностям (рис. 9.10, *б*), причем плотность этого контакта увеличивается практически пропорционально повышению давления жидкости.

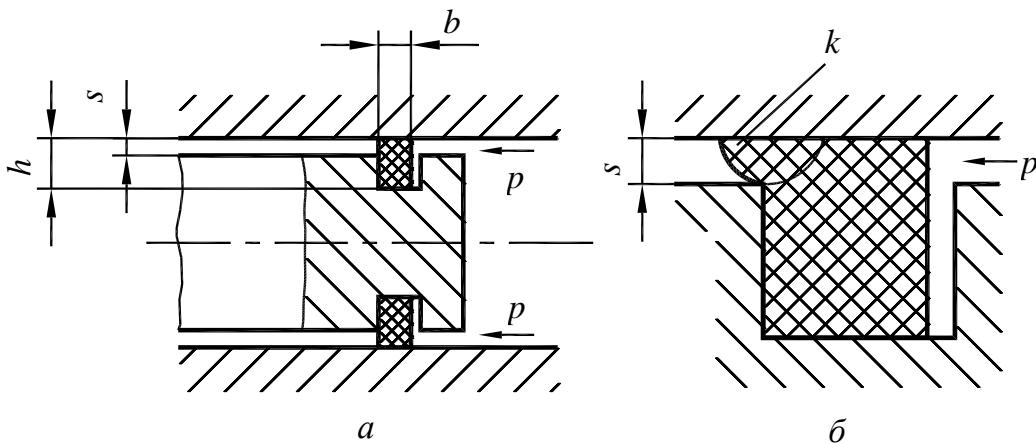


Рис. 9.10. Схемы действия уплотнений резиновыми кольцами прямоугольного сечения

От давления жидкости зависят трение и износ уплотнительных колец. Последнее обусловлено тем, что при повышении давления увеличивается выдавливание резины в зазор, а также происходит интенсивный износ кольца в результате подрезания его острой кромкой канавки. Кольцо начи-

нает разрушаться обычно в месте, граничащем с зазором (участок *k*), так как здесь помимо подрезания развивается максимальное напряжение материала уплотнительного кольца при его деформировании.

Размеры колец и канавок в поршне выбирают такими, чтобы при монтаже колец в канавке (при нулевом обжатии) был сохранен боковой зазор, равный 0,2–0,25 мм. Ширина *b* (рис. 9.11, *a*) кольца обычно равна 3–5 мм и высота *h* равна 5–8 мм. Для устранения возможности выдавливания кольца в зазор уменьшают радиальный зазор, а также увеличивают твердость резины. Поскольку последнее приводит к снижению ее эластичности и к потере упругости кольца (в особенности при низких температурах), а следовательно, к потере герметичности уплотнения, применяют два кольца, расположенные одно над другим (рис. 9.11, *a*). Внутреннее (нижнее) кольцо *a* изготавливают из мягкой резины (60–70 единиц по Шору), сохраняющей эластичность при низких температурах, и внешнее *b* из более твердой резины (80–90 единиц по Шору), способной противостоять давлению жидкости, стремящемуся выдавить кольцо в зазор. Подобное уплотнение пригодно для работы с давлением порядка 30 МПа.

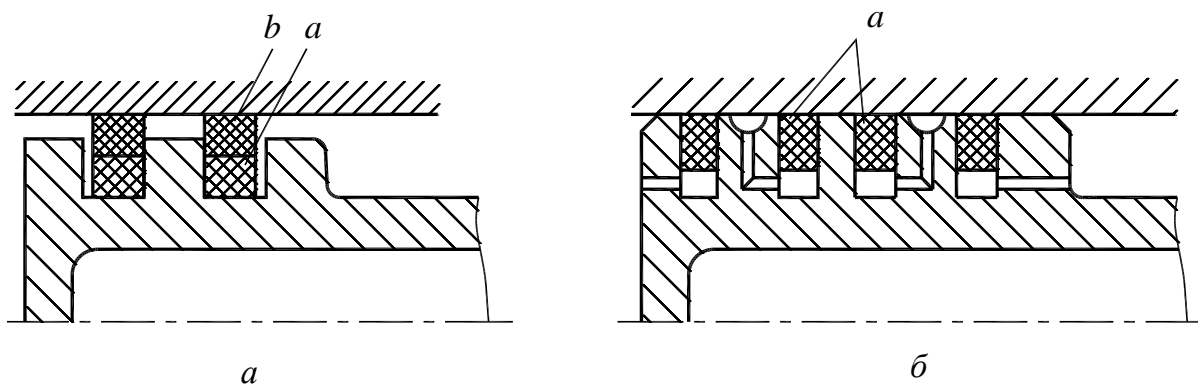


Рис. 9.11. Типы уплотнений резиновыми кольцами прямоугольного сечения

Для повышения плотности контакта резинового кольца с уплотняемой поверхностью в канавку под кольцо часто подводится давление жидкости (рис. 9.11, *б*). В этом случае представляется возможным применить кольца из резины высокой твердости (80–90 единиц по Шору) или фторопласта, благодаря чему устраняется опасность выдавливания кольца в зазор. Кольца *a* в этом случае помещаются в канавки без бокового зазора между дном канавки и кольцом, где предусматривается небольшой радиальный зазор, способный компенсировать набухание резины. Поджатие внутренних колец осуществляется давлением утечек жидкости через внешние уплотнения. Опыты с подобными уплотнениями показывают, что они надежно работают при давлениях 35–40 МПа.

Уплотнения кольцами круглого сечения. В современной технике наиболее широко распространены уплотнения резиновыми кольцами круглого сечения (рис. 9.12), принцип действия которых аналогичен принципу действия колец прямоугольного сечения. Эти кольца надежно и длительно работают при давлениях до 35 МПа. При предохранении кольца от выдавливания в зазор они применяются при давлениях 100 МПа и в отдельных случаях при давлениях до 500 МПа.

Кольца круглого сечения применяются как в неподвижных, так и в подвижных соединениях. Для размещения их применяются преимущественно прямоугольные канавки. Поскольку резина практически несжимаема, объем канавки должен быть больше объема кольца на величину возможного увеличения последнего в эксплуатации. Практически канавки под них обычно конструируются с расчетом на возможное набухание колец в рабочей жидкости в пределах 15 % первоначального объема. В большинстве случаев размеры колец и канавок в поршне выбирают такими, чтобы при монтаже кольца в канавке (при нулевом обжатии) был сохранен боковой зазор $(a - d) = 0,2 \dots 0,25$ мм (рис. 9.12, а).

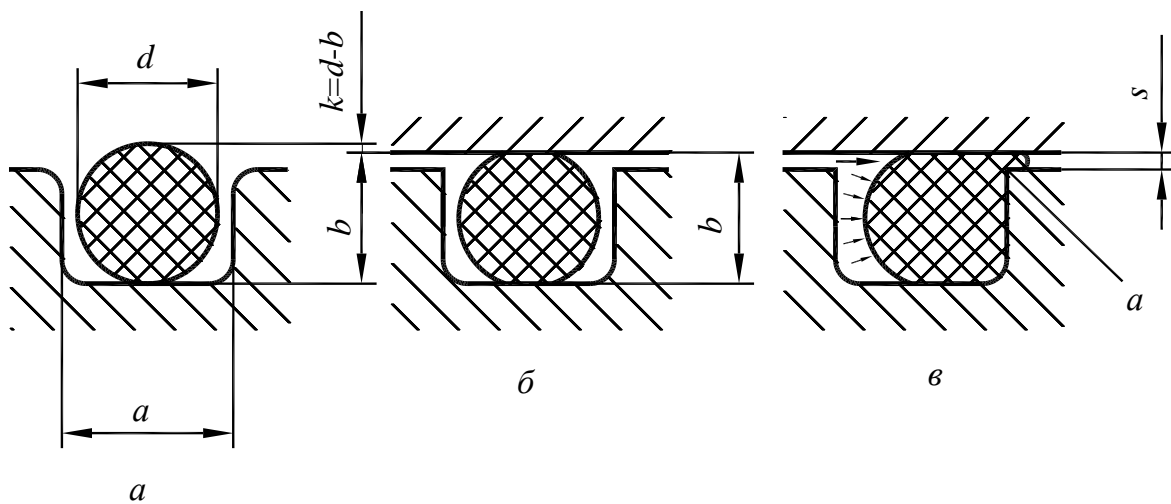


Рис. 9.12. Схемы уплотнений резиновым кольцом круглого сечения

Для обеспечения требуемого монтажного сжатия кольца (контактного напряжения) диаметр d поперечного его сечения в свободном состоянии и глубину b канавки (рис. 9.12, а и б) выбирают такими, чтобы кольцо, помещенное в канавку между уплотняемыми поверхностями, было обжато по поперечному сечению на величину $k = d - b$. Уплотнение оценивается коэффициентом предварительного (монтажного) диаметрального сжатия сечения кольца в радиальном направлении

$$n = \frac{d-b}{d} \cdot 100 \% \quad (9.1)$$

Обжатие колец в канавке в общем случае выбирается равным $n=9-13\%$.

Указанным предварительным сжатием кольца создается герметичность соединений при нулевом и малом давлении жидкости. При наличии же давления кольцо под его действием, деформируясь у внешней стороны канавки, создает плотный контакт с уплотняемыми поверхностями (см. рис. 9.12, в).

Уплотнительное кольцо круглого сечения деформируется под действием давления жидкости и при соответствующих условиях, определяемых давлением жидкости, твердостью резины и величиной уплотняемого зазора, может быть выдавлено в зазор между уплотняемыми поверхностями (см. рис. 9.12, в).

Указанное выдавливание кольца в зазор является, как и для колец прямоугольного сечения, основной причиной его разрушения. При выдавливании кольца в зазор острый угол кромки a канавки врезается в кольцо, разрушая его поверхность (рис. 9.12, в).

Для устранения выдавливания кольца в зазор размер последнего должен быть настолько малым, насколько это позволяют технологические возможности.

Для предохранения уплотнительных колец от выдавливания в зазор применяются защитные кольца, помещаемые с одной или по обеим сторонам уплотнительного кольца (рис. 9.13, а, б). Защитные кольца рекомендуются применять при давлениях более 10 МПа.

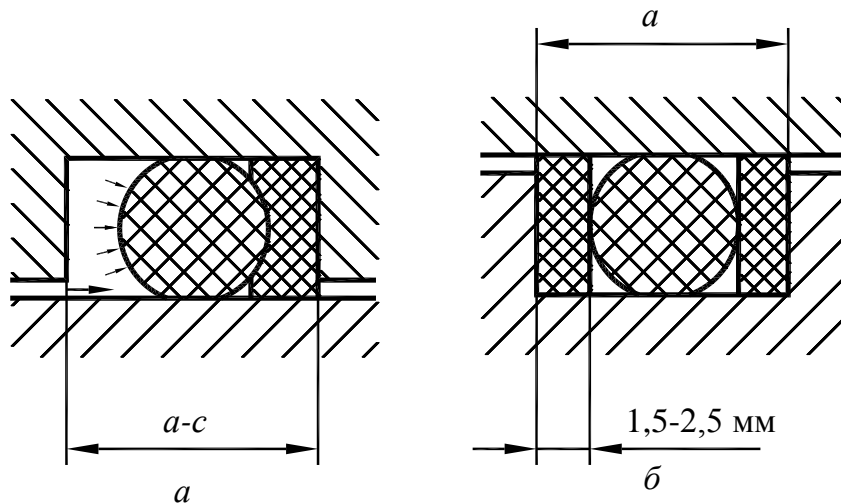


Рис. 9.13. Уплотнение резиновыми кольцами с защитными проставками

При использовании защитных колец резиновые уплотнительные кольца круглого сечения могут быть применимы при давлении порядка 100 МПа и выше. Однако защитные кольца (особенно кожаные) значительно повышают (в 2–3 раза) трение уплотнительного узла.

Защитные кольца могут быть изготовлены из любого эластичного материала, обладающего жесткостью, чтобы противодействовать выдавливанию его давлением жидкости в зазор. Наиболее распространены кольца из кожи, твердой резины, фторопласта, текстолита и пр.

Расчеты колец и канавок. В гидросистемах машин в основном применяют прямоугольные канавки (см. рис. 9.12, *a*), размеры которых должны быть выбраны таким образом, чтобы при наихудшем сочетании отклонений в размерах сопрягаемых деталей было обеспечено минимальное монтажное сжатие кольца. Глубина канавки, в которую помещают кольцо, вместе с зазором между уплотняемыми поверхностями должна быть меньше диаметра d поперечного сечения свободного кольца на величину k , значение которой определяет величину предварительного сжатия кольца. Для подвижных соединений с кольцами, имеющими диаметр поперечного сечения 2 мм, величина k должна быть приблизительно равно 10 % диаметра сечения и для колец с диаметром 2–6 мм она равна 10–6 % диаметра сечения. Для уплотнения неподвижных соединений предварительное сжатие может быть увеличено, в соответствии с чем величина k может, если это допускается условиями монтажа, составлять 15–20 % диаметра поперечного сечения кольца.

С учетом допусков на размеры деталей фактическое сжатие кольца может быть меньше расчетного. Фактическое сжатие кольца с учетом изменения линейных размеров

$$k = \frac{d_{\min} - b_{\max}}{d_{\min}}, \quad (9.2)$$

где d_{\min} – минимальный диаметр уплотнительного кольца с учетом возможных производственных отклонений; b_{\max} – максимальная глубина канавки под кольцо.

Ширина канавки должна быть примерно на 20–25% больше диаметра d поперечного сечения кольца в свободном его состоянии или равна ширине кольца в обжатом состоянии.

Уплотнение вращающихся валов. Уплотнение (герметизация) вращающихся валов осуществляется двумя способами: по окружности вала (радиальное уплотнение) и по торцевым поверхностям (торцевое или

механическое уплотнение). Оба способа уплотнений построены на контактном принципе.

Уплотнение радиального типа. В машиностроении получили распространение уплотнения радиального (манжетного) типа (рис. 9.14). Для изготовления манжет используют резину, резиноподобные материалы и режу – кожу.

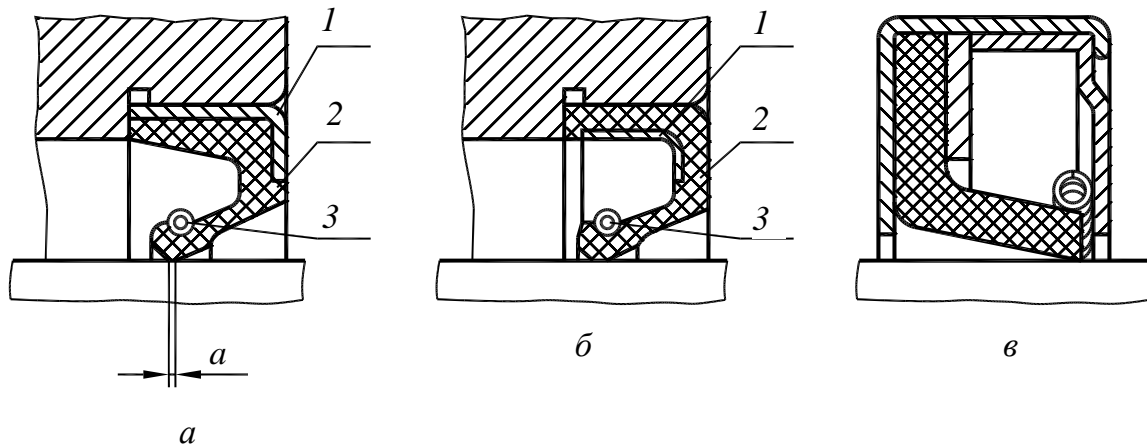


Рис. 9.14. Манжеты для уплотнений вращающихся валов

На рис. 9.14, *а*, *б* представлены конструктивные схемы типовых манжет из резины и на рис. 9.14, *в* – из кожи. Уплотнения с резиновыми манжетами (рис. 9.14, *а* и *в*) отличаются друг от друга местом расположения металлического каркаса (кольца жесткости) *1*, служащего для увеличения жесткости манжет *2*. Каркас располагается с внешней (рис. 9.14, *а*) и внутренней (рис. 9.14, *б*) стороны манжет, а также заделывается внутрь манжеты. Каркас обычно соединяется с манжетой вулканизацией.

Особенностью работы уплотнений вращающихся валов является то, что контакт уплотнительной манжеты с поверхностью уплотняемого вала происходит по небольшой поверхности, вследствие чего на этой поверхности и контактирующей с ней уплотняющей кромке манжеты развиваются высокие температуры. Ввиду того, что с повышением давления уплотняемой среды контактное давление и трение растут, рассматриваемые уплотнительные манжеты применяются при давлениях жидкости перед уплотнением не выше 0,1–0,2 МПа.

Манжета должна устанавливаться на вал с натяжением, которое достигается тем, что диаметр d_m отверстия в манжете в свободном состоянии выбирается меньше диаметра d_b вала (см. рис. 9.15, *а*). В практике размеры

манжеты выбирают с таким расчетом, чтобы при монтаже ее на вал внутренний диаметр уплотняющих губ был увеличен на 5–8%.

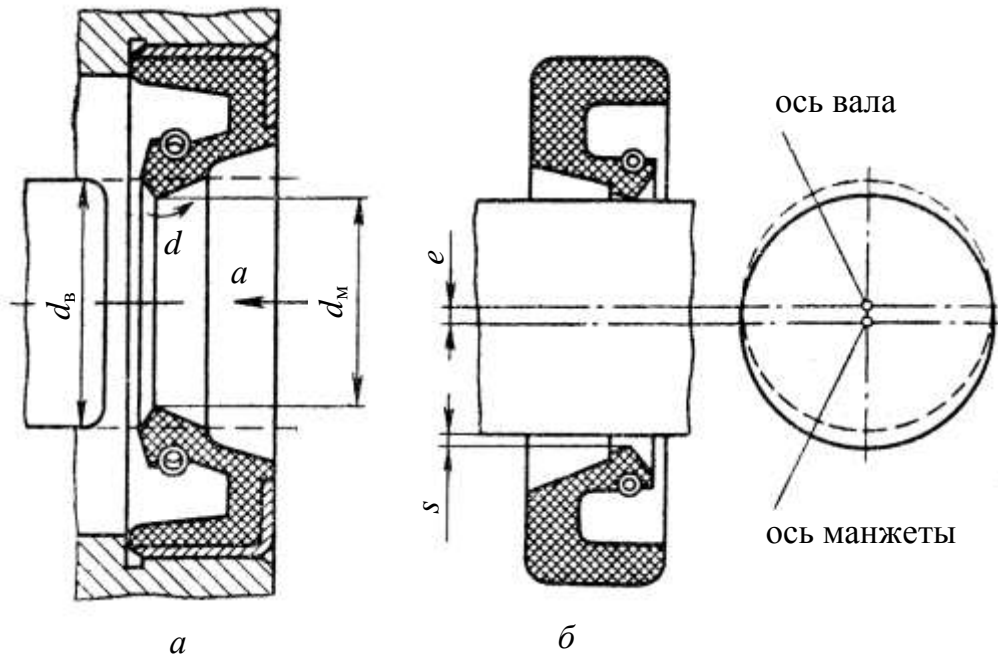


Рис. 9.15. Схема установки манжеты на вал

Для обеспечения надежного контакта кольца с валом применяют дополнительное прижатие манжеты, которое осуществляется с помощью спиральной (браслетной) пружины $З$ (см. рис. 9.14, *а* и *б*). Внутренний диаметр кольца пружины в свободном состоянии обычно (примерно на 2 мм меньше) рабочего диаметра канавки на манжете под пружину, равного диаметру $d_в$ вала плюс удвоенная толщина манжеты. При расчетах исходят из того, чтобы при минимальном диаметре $d_{в\ min}$ вала, максимальной толщине s_{\max} манжеты и максимальном внутреннем диаметре $d_{0\ max}$ кольца пружины было обеспечено растяжение пружины не менее чем на 1 мм на диаметре:

$$d_{в\ min} + 2s_{0\ max} - d_{0\ max} \geq 1. \quad (9.3)$$

При радиальном биении уплотняемого вала герметичность уплотнения неизбежно нарушается. Это обусловлено тем, что для сохранения плотности контакта манжеты с валом необходимо обеспечить непрерывное сопряжение кромки манжеты с поверхностью вала при его вращении. Из схемы, приведенной на рис. 9.15, *б*, видно, что при эксцентричном расположении оси вращения вала относительно геометрической его оси вал со-

вершает круговращательное движение с амплитудой, равной эксцентриситету e . При этом точки соприкосновения кромки манжеты с валом совершают в результате эксцентричности оси вращения вала движение по овальной (эллиптической) траектории. Если кромка манжеты не успевает в результате действия сил инерции и трения, а также недостаточной упругости уплотнительного элемента следовать («следить») за поверхностью вала, то между нею и валом образуется зазор s , мгновенное положение которого будет меняться за каждый оборот вала на 360° . Возможность образования такого зазора и его размер определяются эксцентриситетом e и особенно частотой вращения вала.

Уплотнения кольцами круглого сечения. Для уплотнения вращающихся валов могут быть применены также кольца круглого сечения, однако при установке этих колец по обычной схеме (под прямым углом к оси вращения вала) они могут применяться лишь при небольших окружных скоростях (до 2,5 м/с) и радиальном сжатии кольца ω не более 5–6%.

Эти ограничения обусловлены тем, что на контактной поверхности этих колец развиваются недопустимо высокие температуры, вызывающие быстрый выход уплотнения из строя.

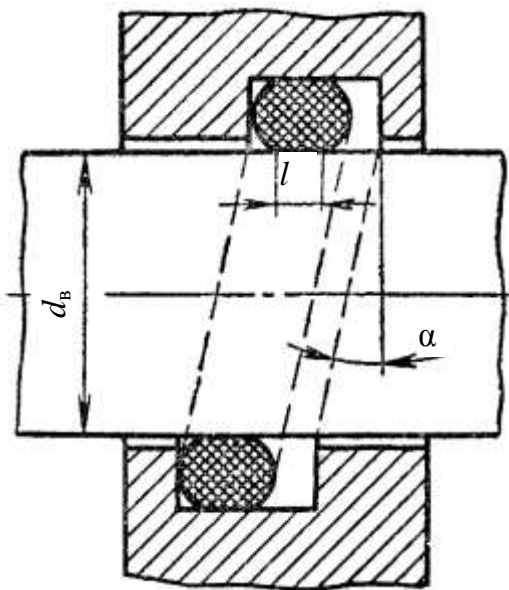


Рис. 9.16. Герметизация вращающихся валов резиновым кольцом круглого сечения

Снизить трение и облегчить условия работы можно установкой колец под некоторым углом (рис. 9.16) к плоскости, перпендикулярной к оси вала, благодаря чему значительно улучшается смазка трущихся поверхностей и условия отвода от них теплоты. Смазка в этом случае поступает в зону контакта принудительно и при каждом обороте вала обновляется. Кроме того, при наклонном расположении кольца зона трения не ограничена узкой полоской контакта, а как бы размазывается кольцом в его относительном движении, в результате кольцо охватывает более широкий участок поверхности вращающегося вала, благодаря чему значительно улучшается отвод теплоты от поверхности трения.

Уплотнения торцевого типа. В связи с повышением требований к уплотнениям вращающихся валов (работа при высоких давлениях и оборотах вала при высоких температурах) возникла необходимость в изыскании новых схем, отвечающих этим условиям.

Наиболее полно этим требованиям отвечают уплотнения торцевого типа (рис. 9.17), в которых движущаяся уплотняющая поверхность контактирует с внешней поверхностью вала в плоскости, перпендикулярной к оси вала. Эти уплотнения обеспечивают высокую, практически полную герметичность и большой срок службы, а также отличаются относительно малыми потерями мощности на трение. Уплотнения могут применяться при окружных скоростях уплотняемого узла до 60 м/с и давлениях уплотняемой среды до 40 МПа.

Торцевое уплотнение (рис. 9.17) состоит из пружины 1, уплотнительного кольца 2, изготовленного из мягкого антифрикционного материала и контактирующего с ним по торцу металлического опорного кольца (буксы) 4 высокой твердости.

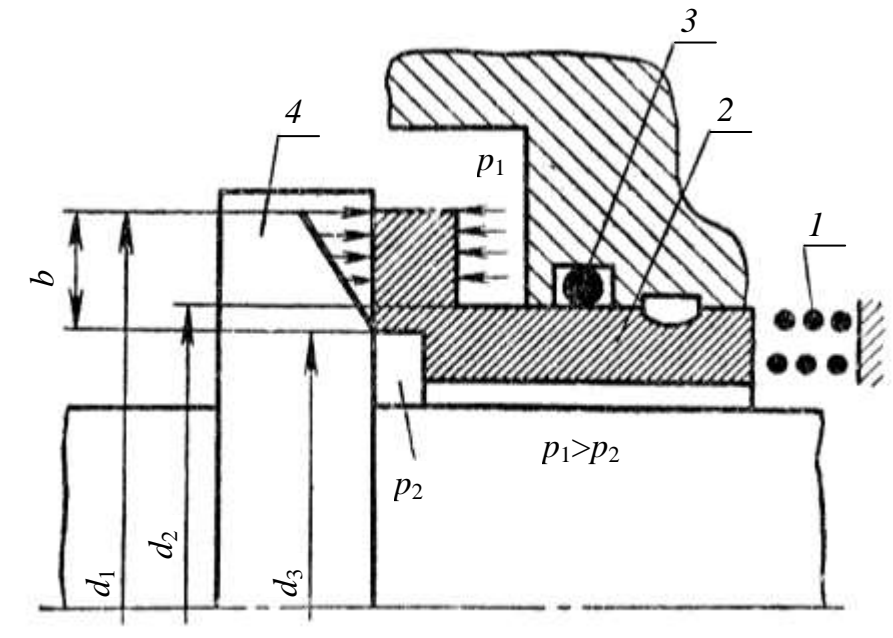


Рис. 9.17. Схема торцевого уплотнения

Уплотнительное кольцо герметично соединяется либо с вращающимся валом, либо с неподвижным корпусом. Опорное кольцо в первом случае размещается в корпусе и во втором – на вращающемся валу. При этом одно из колец должно свободно перемещаться вдоль оси. Благодаря этому оно пружиной 1 может быть прижато ко второму кольцу. С помо-

щью пружины создается предварительное контактное давление на поверхностях колец, достаточное для предотвращения утечек жидкости при нулевом или близких к нему давлениях рабочей среды. По мере увеличения давления к усилию пружины *1* добавляется усилие неуравновешенного давления жидкости в камере со стороны пружины, благодаря чему контактное давление (удельная нагрузка) скользящей пары будет повышаться пропорционально увеличению этого давления.

Уплотнение радиальной щели между подвижным элементом (кольцом) *2* и корпусом осуществляется круглым резиновым кольцом *3* (см. рис. 9.17) или иными уплотнительными кольцами и манжетами, а также сильфонами (рис. 9.18, *а, б*).

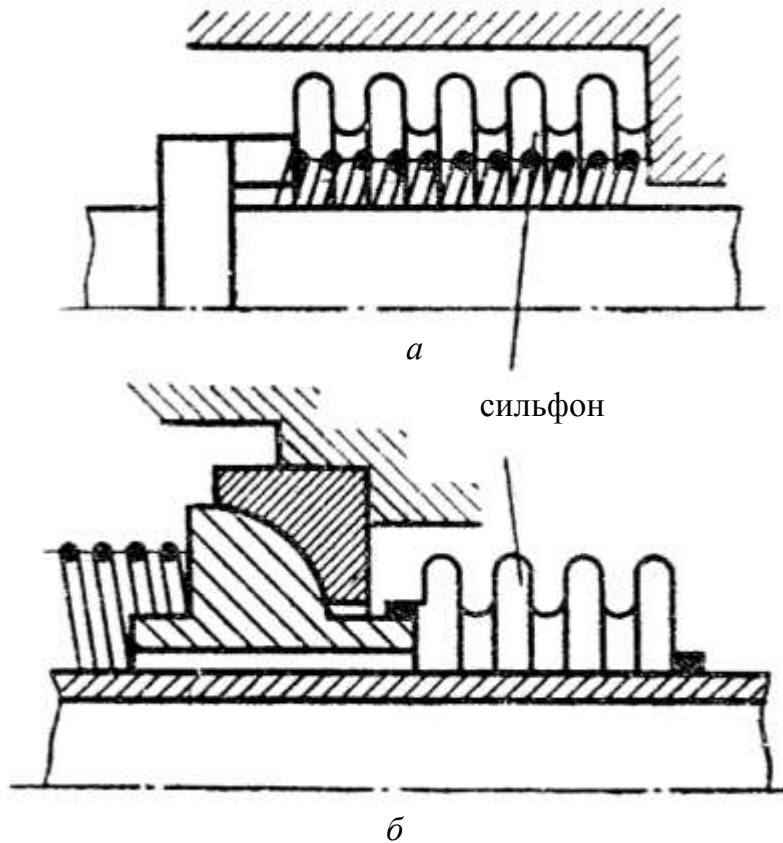


Рис. 9.18. Схемы торцовых уплотнений с сильфонами

Надежность работы рассматриваемых уплотняющих устройств в первую очередь зависит при всех прочих равных условиях от правильного соотношения площади контактной поверхности колец S и площади s , на которую действует давление жидкости, нагружающее подвижный элемент

(кольцо) уплотнения, а также частично от усилия пружины, первоначально нагружающей этот элемент.

Для снижения контактного давления площадь

$$s = \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2), \quad (9.4)$$

на которую действует давление жидкости, прижимающее подвижное кольцо к неподвижному, выбирается меньше площади

$$S = \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_3^2), \quad (9.5)$$

на которой происходит контакт пары (см. рис. 9.17).

Правильным подбором отношения

$$k = \frac{s}{S}, \quad (9.6)$$

которое называется коэффициентом уравнивания уплотнения, можно получить контактное давление колец значительно ниже давления рабочей среды.

Допуская, что непосредственный контакт поверхностей скользящей пары отсутствует (действующие силы уравновешены) и течение жидкости в зазоре подчиняется гидравлическому закону, условие равновесия осевых сил, приложенных к подвижному в осевом направлении элементу 2, будет иметь вид

$$p_{cp}S = \Delta ps \pm T - P_{пр} = 0, \quad (9.7)$$

где p_{cp} – среднее давление жидкости в зазоре между прилегающими поверхностями колец; $S = \frac{\pi(d_1^2 - d_3^2)}{4}$ – площадь прилегающих поверхностей;

$\Delta p = p_1 - p_2$ – перепад давления между уплотняемой средой и полостью низкого давления (при условии, что полость низкого давления соединена с атмосферой, $\Delta p = p_1$); $s = \frac{\pi(d_1^2 - d_2^2)}{4}$ – площадь, на которую действует дав-

ление жидкости, прижимающее подвижный элемент пары к неподвижному; T – сила трения подвижного элемента; $p_{пр}$ – усилие затяжки пружины.

Ввиду того, что в правильно сконструированном уплотнении сумма $T + p_{пр}$ обычно не превышает 5–8% осевого усилия давления жидкости, действующего на подвижный элемент, в расчетах ею обычно пренебрегают. При этом допущении уравнение (9.7) примет вид

$$p_{\text{cp}} = p_1 \frac{s}{S} = \frac{p_1(d_1^2 - d_2^2)}{d_1^2 - d_3^2} \quad (9.8)$$

или

$$\frac{p_{\text{cp}}}{p_1} = \frac{d_1^2 - d_2^2}{d_1^2 - d_3^2}.$$

Допуская далее, что распределение давления жидкости в зазоре в радиальном направлении по ширине

$$b = \frac{d_1 - d_2}{2} \quad (9.9)$$

уплотняющей поверхности (пояска) будет линейным, что будет справедливо при условии параллельности поверхностей, образующих зазор, можно принять

$$p_{\text{cp}} = \frac{p_1}{2}. \quad (9.10)$$

В соответствии с этим равновесие сил давления жидкости на уплотнительное кольцо (с учетом указанного расклинивающего действия жидкости при линейном распределении давления) в зазоре наступит при условии

$$k = \frac{d_1^2 - d_2^2}{d_1^2 - d_3^2} = 0,5, \quad (9.11)$$

где k – коэффициент уравнивания (разгрузки).

При этом коэффициенте k уравнивания плотность контакта, требуемая для сохранения герметичности, достигается лишь действием усилия пружины I .

Поскольку распределение давления в зазоре по радиусу может быть нелинейным, коэффициент уравнивания обычно выбирают $k=0,6$, так как в противном случае усилие давления жидкости в зазоре может превысить усилие прижатия колец и уплотнение «раскроется».

При принятом условии $k > 0,5$ появится избыточная сила, прижимающая подвижное кольцо к неподвижному.

Герметичность торцевого уплотнения больше, чем иных уплотнений, зависит от точности изготовления и качества скользящих поверхностей. Наиболее важное значение, и в особенности при высоких скоростях скольжения, имеет соблюдение перпендикулярности герметизирующей плоскости к оси вращения вала.

Допустимое торцовое биение зависит от скорости, что обусловлено тем, что если при малых оборотах подвижное в осевом направлении кольцо может полностью или частично компенсировать некоторые нарушения перпендикулярности поверхностей контакта к оси вращения, то при больших частотах вращения в минуту эта компенсация из-за действия сил инерции станет невозможной, и кольцо в результате образовавшегося клиновидного зазора потеряет плотность контакта, т. е. при некотором торцовом биении ориентирующее кольцо как бы «подпрыгивает», сохраняя контакт с опорным кольцом не по всей поверхности, а лишь в одной точке.

Большое влияние на герметичность уплотнения оказывает плоскостность контактирующих (рабочих) поверхностей колец, отклонение от которой как при изготовлении, так и в эксплуатации не должно превышать 1–0,5 мкм на радиусе 50 мм. Наиболее рациональной является чистота обработки рабочих поверхностей уплотнительных колец по требованиям Ra 0,1.

Приведенные выше требования минимальности торцового биения и параллельности рабочих поверхностей частично могут быть снижены при применении уплотнений со сферическими (см. рис. 9.18) кольцами.

Для изготовления деталей торцового уплотнения используют материалы, применяемые в подшипниках и подпятниках скольжения. В частности, распространена пара из бронзового и чугунного уплотнительных колец и стального опорного кольца (буксы) с цементованной поверхностью.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алексеев Т. В., Галдин Н. С., Шерман Э. Б., Щербаков В. С. Основы машиностроительной гидравлики: Учебное пособие. – Омск: ОмПИ. – 1986. – 87 с.
2. Башта Т. М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. – М.: Машиностроение, 1970. – 424 с.
3. Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.
4. Машиностроительный гидропривод / Под ред. В. Н. Прокофьева. – М.: Машиностроение, 1978. – 495 с.
5. Приводы автоматизированного оборудования: Учебник для машиностроительных техникумов/ О. Н. Трифонов, В. И. Иванов, Г. О. Трифонова. – М.: Машиностроение, 1991. – 336 с.
6. Сборник задач по машиностроительной гидравлике. Под ред. И. И. Куколевского и Л. Г. Подвиза. – М.: Машиностроение, 1981. – 408 с.
7. Свешников В. К., Усов А. А. Станочные гидроприводы. Справочник. – М.: Машиностроение, 1982. – 464 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
Глава 1. Рабочие жидкости и их основные свойства.....	4
1.1. Единицы измерения.....	5
1.2. Свойства рабочих жидкостей.....	6
1.3. Выбор рабочих жидкостей для гидросистем приводов.....	18
Глава 2. Основы гидравлики.....	20
2.1. Гидростатика.....	20
2.2. Кинематика и динамика жидкостей.....	36
2.3. Режимы движения жидкости.....	52
Глава 3. Течение жидкости через отверстия и щели.....	66
Глава 4. Краткая характеристика гидропривода.....	73
Глава 5. Источники гидравлической энергии и гидродвигатели.....	80
5.1. Классификация насосов и их основные характеристики.....	80
5.2. Гидравлические аккумуляторы.....	110
5.3. Исполнительные двигатели гидросистем.....	116
Глава 6. Аппаратура управления и регулирования.....	131
Глава 7. Вспомогательная аппаратура в устройствах гидроприводов.....	165
Глава 8. Регулирование скорости движения гидродвигателей.....	176
Глава 9. Уплотнение элементов гидропривода.....	199
Литература.....	221

**Петр Янович Крауиньш
Садык Арифович Смайлов
Борис Борисович Мойзес**

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПРИВОД

Учебное пособие

Научный редактор
кандидат технических наук, доцент А. В. Иоппа

Редактор А. А. Цыганкова

Подписано к печати
Формат 60x84/16. Бумага офсетная.
Плоская печать. Усл. печ. л. . Усл.-изд. л.
Тираж экз. Заказ . Цена свободная.
Издательство ТПУ. 634034, Томск, пр. Ленина, 30.