

ГИДРОАППАРАТЫ

Гидроаппарат (ГА) – это гидроустройство, предназначенное для управления потоком рабочей жидкости.

Под управлением понимается изменение или поддержание заданных значений давления или расхода либо пуск, остановка или изменение направления потока рабочей жидкости.

ГА подразделяют по следующим признакам:

- по принципу действия – клапанные и неклапанные;
- по способу внешнего воздействия – запорные и запорно-регулирующие элементы (регулируемые и настраиваемые);
- по конструкции запорных и запорно-регулирующих элементов (золотниковые, крановые и клапанные);
- по характеру открытия рабочего проходного сечения (направляющие и регулирующие).

Для конструкции любого гидроаппарата характерно наличие запорного или запорно-регулирующего элемента (ЗРЭ) – подвижной детали или группы деталей (рис. 7.1), при перемещении которой частично или полностью перекрывается рабочее проходное сечение потока, определяемое размерами рабочего окна, т. е. размерами щели.

Рабочее проходное сечение в гидроаппарате клапанного типа (рис. 7.1, а) создается между кромками седла 2 и конической поверхностью ЗРЭ 1 (часто на практике называемого клапаном) при его осевом перемещении; в золотниковом гидроаппарате (рис. 7.1, б) – между острыми кромками цилиндрической расточки корпуса 4 и цилиндрического пояса 3 запорно-регулирующего элемента, выполненного в виде цилиндрического золотника, при его осевом перемещении; в крановом (пробковом) гидроаппарате (рис. 7.1, в) – между острыми кромками каналов корпуса 6 и крана (пробки) 5 при его повороте.

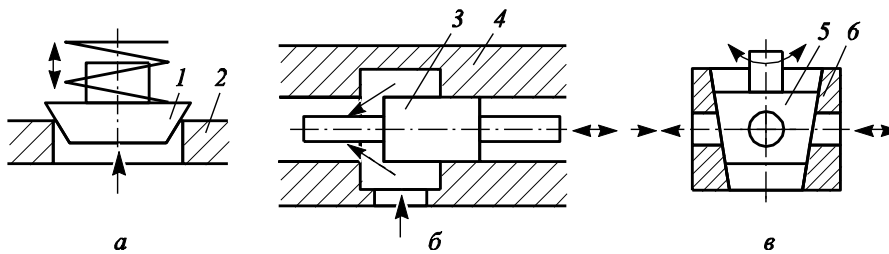


Рис. 7.1. Запорные и запорно-регулирующие элементы (ЗРЭ) гидроаппарата:

а – ЗРЭ с конической поверхностью, на практике называемый клапан;

б – ЗРЭ, выполненный в виде цилиндрического золотника;

в – ЗРЭ, выполненный в виде поворотной пробки

Гидроклапаном называют ГА, в котором размеры рабочего проходного сечения (рабочего окна) изменяются от воздействия потока рабочей жидкости, проходящего через ГА. Гидроклапан является ГА, не требующим во время работы какого-либо внешнего воздействия на ЗРЭ, т. е. это настраиваемый ГА, в котором силовое воздействие на ЗРЭ можно изменить извне только в нерабочем состоянии аппарата для получения заданного давления или расхода рабочей жидкости.

В гидроаппаратах неклапанного типа (распределителях и дросселях) размеры рабочего проходного сечения изменяются от внешнего управляющего воздействия.

Чтобы изменить размеры рабочего проходного сечения в распределителе или дросселе, необходимо воздействовать на их запорно-регулирующие элементы извне, например, переместить золотник распределителя при помощи электромагнита, повернуть кран распределителя вручную и т.д.

В регулируемых гидроаппаратах размеры рабочего проходного сечения или силовое воздействие на ЗРЭ можно изменить извне в процессе работы аппарата для получения заданного значения давления или расхода рабочей жидкости.

Направляющие гидроаппараты применяют для управления пуском, остановкой и изменением направления потока рабочей жидкости путем полного открытия или полного закрытия рабочего проходного сечения, т. е. работают по принципу «открыто – закрыто». Запорные элементы (клапана, золотника, крана) при перемещении занимают фиксированные положения, размеры дросселирующих щелей не изменяются, в результате чего давление или расход потока рабочей жидкости, проходящей через полностью открытые рабочие окна, не изменяются (без учета других местных гидравлических потерь).

К направляющим ГА относятся **обратные клапаны, направляющие гидрораспределители, гидрозамки и т. д.**

Регулирующие ГА используют для изменения по величине давления, расхода и изменением направления потока рабочей жидкости путем частичного открытия рабочего проходного сечения (рабочего окна). В таких ГА запорно-регулирующие элементы при работе могут занимать бесконечное множество промежуточных положений, образуя дросселирующие щели. Чем больше воздействие на запорно-регулирующий элемент, тем больше рабочее проходное сечение (щель) при постоянном усилии пружины.

К регулирующим ГА относятся:

- клапаны давления (*напорные, редуцирующие и др.*);
- ГА управления расходом (*дроссели, регуляторы расхода и т. д.*);
- дросселирующие гидрораспределители и т. д.

По способу присоединения различают ГА *трубного присоединения, стыковые, модульные и встраиваемые*:

- ГА *трубного присоединения* монтируют с другими гидроустройствами с помощью трубопроводов и рукавов;
- *стыкового* – с помощью каналов, выведенных на наружную плоскость, по которой осуществляется стыковка с другими гидроустройствами;
- *модульные* – с помощью каналов, выведенных на две параллельные наружные плоскости с заданными координатами присоединительных отверстий;
- *встраиваемые ГА*, как правило, не имеют корпусов; их монтируют в специальных монтажных гнездах гидравлических блоков, соединенных с соответствующими каналами; *они могут быть вставными или ввертными*.

Присоединительные отверстия ГА обозначают прописными буквами латинского алфавита:

- P* – отверстие для входа рабочей жидкости под давлением;
- A* и *B* – отверстия для присоединения к другим гидроустройствам;
- T* – отверстие для слива рабочей жидкости в гидробак;
- X, Y* – отверстия подвода и отвода гидролинии управления;
- L* – дренажное отверстие.

Главным параметром ГА является диаметр D_y условного прохода, округленный до ближайшего значения из типоразмерного ряда согласно ГОСТ 16516–80.

Условный проход (м) определяют по формуле

$$D_y = 4,6\sqrt{Q_{ном} / V},$$

где $Q_{ном}$ – номинальный расход, л/мин; V – средняя скорость потока рабочей жидкости, м/с.

Среднюю скорость рекомендуется принимать в зависимости от номинального давления $p_{ном}$, **на практике $V \approx 5...7$ м/с.**

Соотношение между численными величинами условного прохода (диаметра) D_y и действительного внутреннего диаметра $D_{вн}$ приведено ниже:

D_y , мм	4	5	6	8	10	12	16	20
$D_{вн}$, мм	3,6...4,5	4,5...5,7	5,7...7,2	7,2...9,0	9...11	11...14	14...18	18...22,5

Типоразмерные ряды всех ГА строят по диаметру их условного прохода.

К основным параметрам ГА относятся также номинальное давление, номинальный расход рабочей жидкости с определенной вязкостью, масса аппарата (без рабочей жидкости) и др.

Под *номинальным давлением* $p_{ном}$, понимают наибольшее избыточное давление рабочей жидкости, поступающей на вход аппарата, при котором он должен работать в течение установленного ресурса (срока службы) с сохранением параметров в пределах установленных норм. Ряды номинальных давлений для гидрориводов устанавливает ГОСТ 12445-80.

Под *номинальным расходом* жидкости $Q_{ном}$ ГА понимают расход жидкости с определенной вязкостью. Ряды номинальных расходов жидкости для гидрориводов устанавливает ГОСТ 13825-80.

Гидроклапаны давления. Гидроклапаном давления называют регулирующий ГА, предназначенный для управления давлением рабочей жидкости. Гидроклапаны давления подразделяют:

- по назначению – на напорные, редуционные, разности давления и соотношения давления;
- по воздействию потока на ЗРЭ – на гидроклапаны прямого ($Q_{ном} < 30$ л/мин и $p_{ном} < 32$ МПа) и непрямого действия ($Q_{ном} > 30$ л/мин и $p_{ном} > 32$ МПа).

Напорный гидроклапан предназначен для ограничения давления в подводимом к нему потоке рабочей жидкости.

На рис. 7.2 показана конструктивная схема напорного гидроклапана (**К**) прямого действия, который состоит из корпуса **1**, ЗРЭ конического клапана (рис. 7.2, а) или цилиндрического золотника клапана **2** (рис. 7.2, в), пружины **3** и пробки **4**. В корпусе гидроклапана имеются две гидролинии: **P** – подвод рабочей жидкости; **T** – отвод рабочей жидкости; D_c – диаметр седла, на практике $D_y = D_c$.

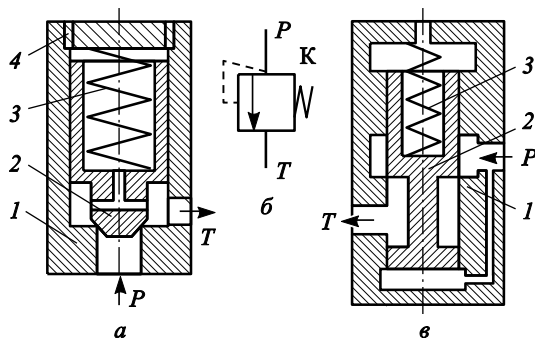


Рис. 7.2. Конструктивные схемы напорного гидроклапана с коническим (а) и золотниковым (в) ЗРЭ и его условное графическое обозначение (б)

Условное обозначение не отражает особенности конструктивного исполнения напорного гидроклапана (рис. 7.2, б), но позволяет понять принцип его работы.

Принцип действия напорного гидроклапана основан на уравнивании сил давления со стороны подвода рабочей жидкости на ЗРЭ, трения, инерции, гидродинамической силы, силой $F_{0пр}$ предварительного поджатия пружины.

Давление $P_{откр}$ (рис. 7.3), при котором ЗРЭ начинает открываться, преодолевая силу предварительного поджатия $F_{0пр}$ пружины, называют давлением открытия.

Уравнения сил, действующих на ЗРЭ гидроклапана, при условии контакта по всей опорной поверхности имеют следующий вид:

$$\text{в закрытом положении} \quad - \quad p_{откр} \frac{\pi D_c^2}{4} = F_{0пр} + F_{тр};$$

$$\text{в открытом положении} \quad - \quad p_{квл} \left[\frac{\pi D_c^2}{4} + \frac{1}{2} \frac{\pi (D^2 - D_c^2)}{4} \right] + 2 \frac{\rho Q^2}{\pi D_c^2} = F_{0пр} + c_{пр} h + F_{тр},$$

где D – наружный диаметр конического опорного пояса на седле; $2\rho Q^2 / (\pi D_c^2)$ – гидродинамическая сила воздействия потока на запорно-регулирующий элемент; $c_{пр}$ – жесткость пружины; h – высота подъема ЗРЭ от седла (или высота щели); $F_{тр}$ – сила сухого трения в направляющих ЗРЭ.

Массой ЗРЭ и давлением в сливной линии пренебрегаем.

В напорных гидроклапанах прямого действия рабочее проходное сечение изменяется в результате непосредственного воздействия потока рабочей жидкости на ЗРЭ. Полное открытие гидроклапана сопровождается подъемом ЗРЭ, в рассматриваемом варианте – конического типа клапан, от седла на высоту, определяемую из уравнения расхода:

$$Q_{квл} = \mu \pi d_{ср} h \sin \alpha \sqrt{\frac{2 p_{квл}}{\rho}},$$

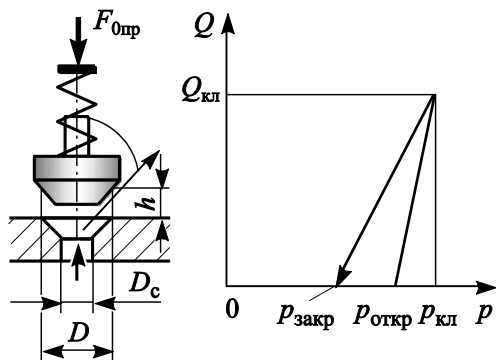


Рис. 7.3. Схема работы и рабочая характеристика напорного гидроклапана

где μ – коэффициент расхода через щель, $\mu = 0,4 \dots 0,61$; $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр щели; α – угол конуса запорно-регулирующего элемента; $p_{\text{кл}} = p_{\text{откр}} + \Delta p_Q$ – потеря давления в щели, Δp_Q – изменение давления в линии гидросистемы при пропускании расхода жидкости $Q_{\text{кл}}$ через клапан; ρ – плотность жидкости.

Изменение давления Δp_Q объясняется изменением силы пружины при подъеме запорно-регулирующего элемента для пропускания жидкости до значения $F_{\text{пр}} = F_{0\text{пр}} + c_{\text{пр}}h$. По заданному или выбранному по возможности минимальному значению Δp_Q определяется жесткость пружины $c_{\text{пр}} = \Delta p_Q \pi D_c^2 / 4h$.

При закрытии клапана сила пружины превышает силу давления жидкости на запорно-регулирующий элемент, т. е. $p_{\text{закр}} S_{\text{зат}} < F_{\text{пр}}$, где $S_{\text{зат}}$ – опорная площадь затвора, на которую действует давление жидкости. Площадь затвора при закрытии равна сумме площадей конического опорного пояса и седла:

$$S_{\text{зат}} = \frac{\pi D_c^2}{4} + \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi}{4} (D^2 - D_c^2).$$

Давление закрытия клапана (посадки запорно-регулирующего элемента на седло) в этом случае $p_{\text{закр}} = F_{0\text{пр}} / S_{\text{зат}}$.

Разность давлений открытия и закрытия $\Delta p_{\text{гист}} = p_{\text{откр}} - p_{\text{закр}}$ ЗРЭ называют **гистерезисом гидроклапана**. Согласно уравнению равновесия сил,

$$\Delta p_{\text{гист}} = p_{\text{откр}} \left(1 - 2 \cdot \frac{D_c^2}{D^2 + D_c^2} \right).$$

На практике стремятся получить $\Delta p_{\text{гист}} \rightarrow 0$, что достигается уменьшением опорного пояса, уменьшением сил трения, которые при проведении выкладок не учитывались. Стабильность работы гидроклапана тем выше, чем меньше $\Delta p_{\text{гист}}$.

Внутренняя герметичность гидроклапана обеспечивается, если между ЗРЭ и седлом под действием силы пружины создается замкнутая линия контакта, а контактное напряжение на опорной поверхности значительно превышает давление открытия гидроклапана:

$$\sigma_{\text{к}} = \frac{F_0}{\pi (D^2 - D_c^2) / 4} \gg p_{\text{откр}}.$$

При открытии гидроклапана часть жидкости из напорной линии сливается в бак. Если причину, вызвавшую повышение давления в напорной линии, не устранить, то ЗРЭ останется поднятым над седлом или будет совершать колебательное движение, а давление будет изменяться в пределах $p_{\text{кл}} \dots p_{\text{закр}}$.

Устойчивость ЗРЭ означает отсутствие незатухающих колебаний, приводящих к ударам этого ЗРЭ о седло и его разрушению, а также к значительным колебаниям давления во всей напорной линии. Динамика клапана обуславливается ускорением его подвижных частей в переходном режиме.

В момент открытия клапана вследствие инерции подвижного ЗРЭ и трения давление перед ним резко возрастает, и ЗРЭ, получая импульс силы, перемещается от седла с большим ускорением. При этом пружина сжимается, размеры проходной щели клапана увеличиваются, давление резко уменьшается. Это вызывает обратное движение ЗРЭ в сторону седла, что приводит к закрытию щели, увеличению давления жидкости на входе в клапан и новому подъему клапана. **Таким образом, цикл повторяется.**

Для снижения и устранения колебательности ЗРЭ применяют демпфирующие устройства, создающие при его движении силы сопротивления, которые пропорциональны скорости движения этого ЗРЭ.

Конструктивные габариты гидроклапанов с параметрами $Q_{\text{ном}} > 30$ л/мин и $p_{\text{ном}} > 32$ МПа не соответствуют общепринятым требованиям.

Для получения приемлемых габаритов и стабильных параметров используют схемы гидроклапанов непрямого действия.

Напорный гидроклапан непрямого действия – это гидроклапан, в котором размеры рабочего проходного сечения определяются положением основного запорно-регулирующего элемента и изменяются в результате воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент пилотного управления (вспомогательный запорно-регулирующий элемент).

В режиме напорного гидроклапана (рис. 7.4, б) конусный запорно-регулирующий элемент 2 с пружиной 1 гидроклапана К1 пилотного управления при достижении давления $p_{0,y}$ начинает перемещаться, жидкость из полости Б перетекает в полость В на слив. На дросселе 3 создается перепад ($p_{0,кл} - p_{0,y}$), под действием которого запорно-регулирующий элемент 5 основного гидроклапана К2 перемещается на расстояние h , преодолевая усилие предварительного поджатия пружины 4, открывает рабочее проходное сечение и пропускает из полости А в полость Г поток рабочей жидкости расходом ($Q_{кл} - Q_{min}$) на слив.

На практике $Q_{min} \approx 0$. Дроссель 6 служит для демпфирования запорно-регулирующего элемента 5. Для дистанционной разгрузки гидроклапана служит гидролиния X. Рабочая характеристика напорного гидроклапана непрямого действия показана на рис. 7.4, в.

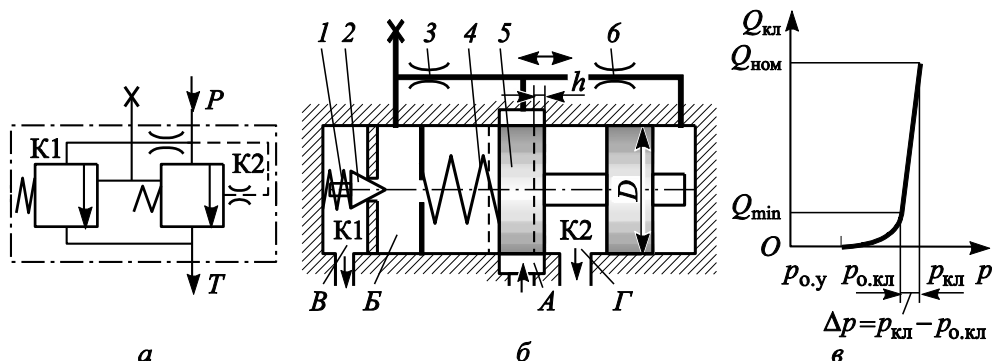


Рис. 7.4. Условное графическое обозначение (а), конструктивная схема (б) и статическая характеристика (в) напорного гидроклапана непрямого действия

Напорные гидроклапаны подразделяют на предохранительные и переливные.

Предохранительный гидроклапан служит для предохранения гидропривода от давления рабочей жидкости, превышающего допустимую (установленную) величину, защищает гидропривод от перегрузки и разрушения.

Он является ГА эпизодического действия, т. е. при нормальных нагрузках гидропривода он закрыт и открывается лишь при давлении рабочей жидкости в гидроприводе, превышающем установленную, определяемую силой предварительного поджатия пружины.

В силу того, что предохранительный гидроклапан срабатывает в аварийном случае, к нему предъявляют высокие требования:

- герметичность сопряжения седло–клапан – несколько капель в минуту (обычно 2–3) до момента открытия и стабильность давления настройки гидроклапана (0...5%);
- номинальный расход – около 30 % максимального расхода в системе, т. е. $Q_{ном} = 0,3Q_n$;
- высокое быстродействие.

Переливные гидроклапаны предназначены для поддержания заданного давления в напорной гидролинии путем непрерывного слива рабочей жидкости во время работы.

От предохранительных гидроклапанов они отличаются в основном характеристикой пружины.

Для обеспечения слива рабочей жидкости в диапазоне изменения расхода $Q = (0...1)Q_{max} = Q_n$ рабочей жидкости, нагнетаемой насосом, желательно обеспечить минимальное изменение давления в напорной линии. Для этого используют пружины с возможно меньшей жесткостью. Переливные гидроклапаны могут быть как прямого, так и непрямого действия. К герметичности переливных гидроклапанов на момент открытия не предъявляют столь высоких требований как к предохранительным гидроклапанам, и поэтому их запорно-регулирующие элементы часто выполняют в виде золотников.

Переливные гидроклапаны в гидроприводах устанавливают параллельно напорным гидролиниям; в сливных гидролиниях – последовательно. В этих случаях они выполняют функцию подпорных гидроклапанов.

Редукционные гидроклапаны. Гидроклапан давления, предназначенный для поддержания в отводимом от него потоке рабочей жидкости более низкого давления, чем давление в подводимом потоке, называют редукционным гидроклапаном. Редукционные гидроклапаны применяют в случае, когда от одного источника питаются несколько потребителей, работающих при разных давлениях.

Редукционный гидроклапан (КР) прямого действия (рис. 7.5, а) состоит из корпуса 1 и запорно-регулирующего элемента в виде цилиндрического золотника 2, образующих нормально открытую рабочую

щель шириной h , на которой теряется перепад давления $\Delta p = p_1 - p_2$, где p_1 – давление во входной полости; p_2 – давление в выходной полости, устанавливается с помощью пружины 3 и регулировочного винта 4. Дроссель 5 демпфирует колебательные явления в потоке рабочей жидкости к торцевой поверхности золотника. В исходном положении $h = h_{\max}$. При увеличении значения p_2 золотник под действием силы давления жидкости слева сместится вправо (ширина щели уменьшится) до момента, когда сила давления будет соответствовать силе пружины. Редукционный гидроклапан поддерживает давление p_2 постоянным с определенной точностью независимо от изменения расхода в выходной полости A . Если не происходит потребления рабочей жидкости, то щель между запорно-регулирующим элементом и седлом в корпусе закрывается. Ясно, что с ростом расхода Q_A редуцируемое давление p_2 уменьшается (рис. 7.5, в).

На перепад давления Δp влияет жесткость пружины – чем мягче пружина (меньше значение c), тем более точно поддерживается давление p_2 . В редукционном гидроклапане прямого действия уменьшение жесткости силовой пружины приводит к увеличению ее размеров и, следовательно, габаритов гидроклапана.

Статическая характеристика редукционного гидроклапана прямого действия имеет вид

$$Q = \mu \pi d \left(\frac{P_0}{c} - \frac{\pi d^2}{4c} p_2 \right) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)},$$

где Q – расход рабочей жидкости; μ – коэффициент расхода; d – диаметр золотника; P_0 – сила предварительного поджатия; p_1 – давление на входе; $p_2 = \sqrt{\frac{P_0 - ch}{\pi d^2 / 4}}$ – редуцированное давление (давление на выходе).

На рис. 7.5, б показано условное графическое обозначение редукционного гидроклапана прямого действия.

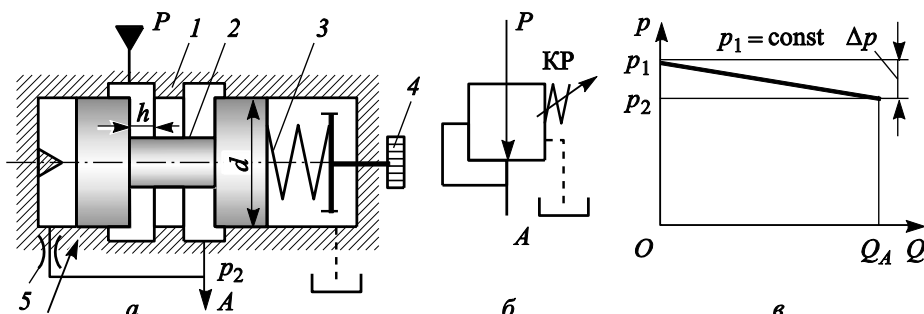


Рис. 7.5. Конструктивная схема (а), условное графическое обозначение (б), статическая рабочая характеристика (в) редукционного гидроклапана прямого действия

Редукционный гидроклапан (КР) непрямого действия (рис. 7.6) состоит из гидроклапанов – *основного* (корпус 5, запорно-регулирующий элемент в виде цилиндрического золотника 4 и пружина 3) и *вспомогательного пилотного управления* (корпус 5, запорно-регулирующий элемент в виде цилиндрического золотника клапана 2 и пружина 1). Величина редуцируемого давления p_2 устанавливается поджатием пружины 3. Потеря давления относительно давления на входе p_1 происходит в рабочей щели основного гидроклапана. Расход жидкости через гидродроссель 6 и управляющий запорно-регулирующий элемент – клапан конического типа 2 на практике составляет 0,8...2 л/мин. Если потребный расход Q_A уменьшится и вследствие этого давление p_2 будет повышаться, то увеличится расход через гидроклапан 2. Такой же расход проходит через дроссель 6.

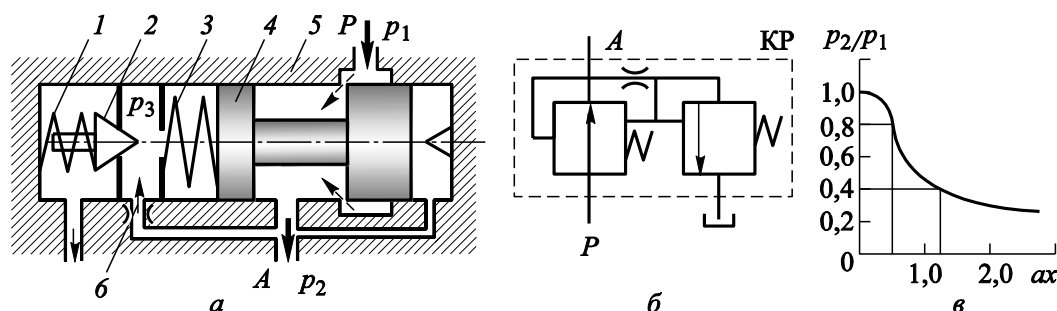


Рис. 7.6. Конструктивная схема (а), условное графическое обозначение (б) и определение зоны наибольшей чувствительности (в) редукционного клапана непрямого действия

Изменяющийся перепад давления на дросселе вызывает перемещение золотника, закрывающего щель, влево. Ширина рабочей щели увеличивается, а давление p_2 уменьшается. Таким образом, редуцирующий гидроклапан работает как автоматическое устройство, поддерживающее заданное усилием пружины I давление p_2 постоянным. Стабилизация редуцируемого давления при изменении расхода происходит с некоторой погрешностью, меньшей чем у гидроклапана прямого действия. Это объясняется применением силовой пружины 3 малой жесткости. Поскольку эта пружина не силовая, то жесткость может быть выбрана меньшей по сравнению с жесткостью пружины клапана прямого действия. Это обеспечивает меньшую погрешность поддержания постоянным редуцированное давление p_2 . Стабильность давления p_2 связана с перемещением x клапана 2 , зависящего от давления.

Расход через гидродроссель 6 равен расходу через клапан 2 , поэтому можно записать

$$\mu_{др} f_{др} \sqrt{2(p_2 - p_3) / \rho} = \mu_{кл} \pi d_{кл} x \sin \alpha \sqrt{2p_3 / \rho},$$

где $\mu_{др}$ и $f_{др}$ – коэффициент расхода и проходная площадь гидродросселя 6 ; $\mu_{кл}$, $d_{кл}$, x и α – коэффициент расхода, диаметр седла конического клапана, перемещение и угол конуса клапана 2 . Из этого равенства получаем выражение $\frac{p_3}{p_2} = \frac{1}{1 + a^2 x^2}$, где $a = \frac{\mu_{кл} \pi d_{кл} \sin \alpha / 2}{\mu_{др} d_{др}}$, позволяющее судить о влиянии давления p_3 на ста-

бильность редуцированного давления p_2 . Зона наибольшей чувствительности $p_3/p_2 = 0,8...0,4$ при $a/x = 0,5...1,25$. Для работы в этой зоне необходимо подбирать размеры дросселя и конуса клапана.

На рис. 7.6, б показано условное графическое обозначение редуцирующего клапана непрямого действия.

Гидроклапаны разности давления (КРД) предназначены для поддержания постоянной разности давления в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости (рис. 7.7, а). При функционировании гидроклапана рабочее окно открыто, т. е. проходное сечение имеет такие размеры, которые обеспечивают требуемый перепад давления $\Delta p = p_1 - p_2$. Разность давления определяется предварительным поджатием пружины и может изменяться в зависимости от положения золотникового запорно-регулирующего элемента.

При увеличении расхода жидкости через гидроклапан разность давления будет повышаться на величину $\delta_{\Delta p}$. Угол наклона статической характеристики определяется жесткостью пружины (рис. 7.7, б). Гидроклапан разности давления кроме своей основной функции может выполнять и другие. Так, КРД можно использовать в качестве предохранительного и переливного гидроклапана, а также в качестве гидроклапана последовательности.

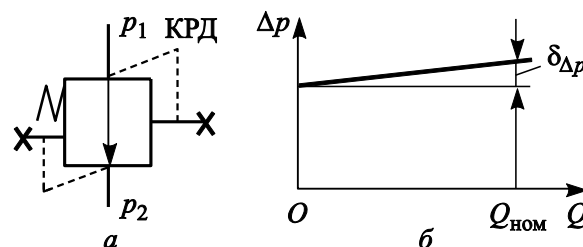


Рис. 7.7. Условное графическое обозначение (а) и рабочая характеристика (б) гидроклапана разности давления

Гидроклапаны соотношения давления (КСД) предназначены для поддержания заданного соотношения давления в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости; условное графическое обозначение показано на рис. 7.8.

Запорно-регулирующим элементом гидроклапана является цилиндрический золотник, образующий с корпусом рабочую щель шириной h . Давление (p_1) во входной полости гидроклапана через плунжер воздействует на золотник, а в выходной (p_2) – на торец золотника. Поэтому отношение $p_1/p_2 = (d/D)^2$, где d, D – диаметры плунжера и золотника соответственно, т. е. соотношение давления не регулируется и остается постоянным для одного конструктивного исполнения гидроклапана.

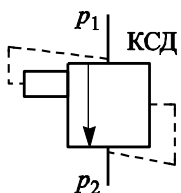


Рис. 7.8. Условное графическое обозначение КСД

Понятие динамической устойчивости гидроклапанов давления. Гидроклапаны давления связаны с гидросистемой посредством рабочей жидкости. Через нее на гидроклапан передаются управляющие сигналы и возмущающие воздействия. При этом происходит перемещение запорно-регулирующего элемента, и гидроклапан выполняет свою функцию. Перемещения должны быть устойчивыми.

При некоторых режимах работы гидропривода возникают резкие скачки давления. В этом случае на затвор действует сила, имеющая характер ступенчатой функции. Если в гидроклапане произойдет такое изменение давления, то его затвор начнет подниматься, и из-за действия сил инерции он перейдет в равновесное положение, при котором силы давления жидкости и пружины сравниваются. Это вызовет снижение давления и приведет к перемещению гидроклапана вниз. За счет сил инерции он опять пройдет равновесное положение, что приведет к уменьшению щели и повышению давления и т. д. При определенных условиях наступают автоколебания. Причиной потери устойчивости затвора может стать и совпадение частоты собственных колебаний затвора с частотой изменения давления в напорной гидролинии.

Устойчивость движения затвора может быть обеспечена за счет создания силы сопротивления при его перемещении, пропорциональной скорости перемещения. **Это может быть реализовано путем установки демпферов, являющихся линейными дросселями.**

Направляющие гидроаппараты. Эти гидроаппараты применяют для управления пуском, остановом потока путем полного открытия или полного закрытия рабочего проходного сечения канала и изменением направления этого потока. При этом при перемещении запорных элементов создаются дросселирующие щели с минимальным гидравлическим сопротивлением, в результате чего давление и расход рабочей жидкости, проходящей через полностью открытые рабочие окна, если изменяются, то незначительно (без учета местных потерь).

К направляющим аппаратам относятся:

- обратные гидроклапаны;
- гидрозамки;
- направляющие гидрораспределители.

Обратным гидроклапаном (ОК) называют направляющий гидроаппарат, предназначенный для свободного пропускания рабочей жидкости в одном направлении и для перекрытия движения рабочей жидкости в обратном направлении.

Применяют ОК со сферическими (шариковыми) и коническими запорными элементами.

Обратные гидроклапаны должны быть герметичными в закрытом положении, обладать минимальным гидравлическим сопротивлением в открытом положении. На планки корпусов ОК наносят стрелки, указывающие направление движения рабочей жидкости. В ОК применяют пружины с небольшими величинами сил предварительного поджатия и жесткости, так как они предназначены лишь для преодоления сил инерции и трения по направляющим поверхностям при движении запорного элемента, и поэтому пружины не включают в условное графическое обозначение обратного гидроклапана (рис. 7.9, б).

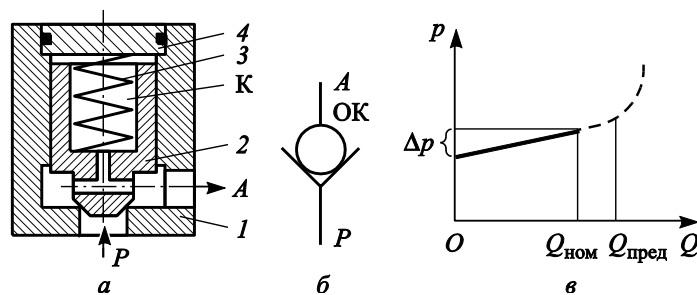


Рис. 7.9. Конструктивная схема (а), условное графическое обозначение (б) и расходная характеристика (в) обратного гидроклапана

ОК состоит из корпуса 1, конического запорного элемента 2, пружины 3 и пробки 4 с уплотнительным кольцом (рис. 7.9, а). В корпусе гидроклапана имеются канал P для подвода потока к запорному элементу гидроклапана и канал A для отвода рабочей жидкости к другим гидроустройствам.

Принцип работы ОК заключается в следующем. При подводе рабочей жидкости в канал P запорный элемент по достижении давления P_0 отходит от седла корпуса и обеспечивает слив жидкости из канала P через канал A на выход. Если расход превышает предельное значение $Q_{пред}$, запорный элемент под действием потока рабочей жидкости «садится» на упор (пробку) и проходной канал превращается в дросселирующий элемент постоянного сечения. При обратном направлении потока рабочей жидкости в канале A запорный

элемент под действием силы от давления жидкости в полости K и силы пружины плотно прижимается к седлу корпуса и перекрывает проход из канала A в канал P .

К основным параметрам ОК относят:

- условный проход;
- номинальное давление;
- давление открытия;
- номинальный и максимальный расходы жидкости;
- перепад давления (рис. 7.9, в) при их пропускании;
- максимальные внутренние утечки по седлу.

Обратные гидроклапаны широко применяют:

- в гидроприводах с несколькими насосами для исключения взаимного влияния насосов при их работе;
- блоках фильтров, предназначенных для установки в реверсивных линиях для обеспечения движения жидкости через фильтр только в одном направлении;
- гидроприводах с замкнутым потоком и системой подпитки как подпиточные гидроклапаны;
- гидролиниях с реверсивным потоком и гидродросселем для обеспечения дросселирования жидкости только в одном направлении;
- напорных гидролиниях гидроприводов для исключения возможности слива рабочей жидкости из гидросистемы при выключении насоса и др.

Гидрозамком (или управляемым ОК) называют направляющий ГА, предназначенный для запирания прохода рабочей жидкости в одном направлении и пропускания ее в обратном направлении при отсутствии управляющего воздействия, а при наличии управляющего воздействия – для пропускания потока в обоих направлениях.

Гидрозамки применяют как средство защиты для автоматического запирания рабочей жидкости в полостях гидродвигателей с целью стопорения их выходных звеньев в заданных положениях.

Гидрозамки подразделяют:

- по числу запорных элементов (односторонние и двусторонние);
- по виду управляющего воздействия (гидрозамки с гидравлическим, пневматическим, электромагнитным и механическим управлением).

На рис. 7.10, а показана конструктивная схема одностороннего гидрозамка (ГЗ), который состоит из корпуса 4 с пробками 1 и 7 с уплотнениями; поршня 2 и жестко соединенного с ним толкателя 3; запорного элемента в виде конического клапана 5 с поджимающей его пружиной 6.

Поршень с толкателем находятся в крайнем левом положении. Корпус 4 имеет следующие полости: $P-T$ – для соединения гидрозамка с напорной или сливной гидролинией; A – для соединения с потребителем; K – подклапанная полость, соединенная с полостью A ; Y – полость управления.

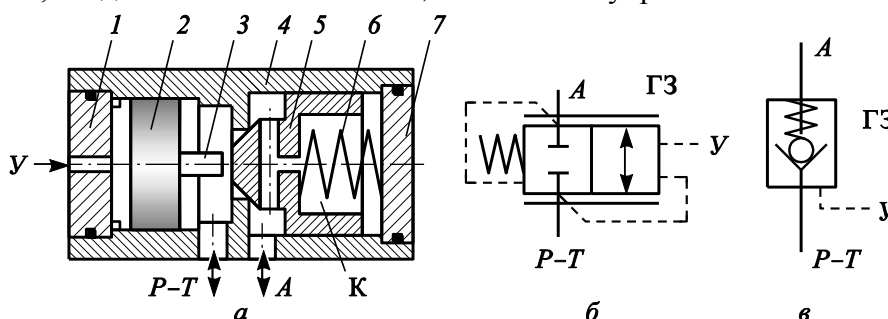


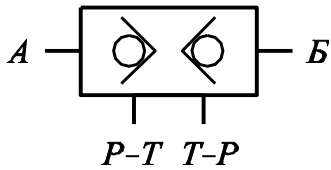
Рис. 7.10. Конструктивная схема (а), условное графическое обозначение – детальное (б) и упрощенное (в) одностороннего гидрозамка

При подводе рабочей жидкости к одностороннему ГЗ в полость P поток рабочей жидкости открывает клапан 5 и рабочая жидкость поступает в полость A к потребителю. В обратном направлении рабочая жидкость не движется. Гидрозамок работает как обратный гидроклапан. При подаче управляющего гидравлического сигнала в полость Y поршень 2 с толкателем 3 под действием силы давления, преодолевая силу предварительного поджатия пружины и давление в полости A , перемещается вправо. При этом толкатель поршня открывает клапан, обеспечивая пропускание рабочей жидкости из полости A через гидролинию $P-T$ на слив.

Условное графическое обозначение одностороннего ГЗ показано на рис. 7.10, б и в.

Уравнение условия открытия гидрозамка имеет вид $p_Y S_{п.у} > p_A S_c + F_{0пр}$, где p_Y – давление в полости управления Y ; $S_{п.у}$ – площадь поршня управления; p_A – давление в закрытой полости A ; S_c – площадь седла клапана; $F_{0пр}$ – сила пружины клапана.

В гидроприводах применяют также двухсторонние гидрозамки с двумя запорными элементами. Условное графическое обозначение двухстороннего ГЗ показано на рис. 7.11, а.



К основным параметрам ГЗ относятся:

- условный проход;
- номинальное давление;
- давление открытия;
- номинальный и максимальный расход жидкости;
- максимальные внутренние утечки жидкости;
- масса.

Рис. 7.11, а. Условное графическое упрощенное обозначение двухстороннего гидрозамка

В качестве примера использования гидрозамка рассмотрим принципиальную схему гидропривода автомобильного подъемника (7.11, б).



Рис. 7.11, б. Гидравлический автомобильный подъемник

Возможность остановки платформы подъемника на любой высоте достигается использованием для управления гидроцилиндром двустороннего действия 4/3-распределителя с перекрытыми рабочими каналами в нейтральной позиции (рис. 7.11, б, схема «а»). Однако, поскольку золотниковые распределители не обеспечивают герметичного перекрытия рабочих гидролиний, то при длительном удержании платформы на некоторой высоте происходит «просадка» гидроцилиндра под действием нагрузки. Надежная фиксация платформы в требуемом положении может быть обеспечена, если исключить утечки рабочей жидкости из поршневой полости гидроцилиндра. Герметичное запираение соответствующей гидролинии обеспечивается установкой в ней гидрозамка (рис. 7.11, б, схема «б»). Очевидно, что для нормального функционирования гидрозамка необходимо использовать распределитель, в нейтральной позиции которого обеспечивается разгрузка каналов A и X гидрозамка.

Гидропривод подъемника работает следующим образом: для подъема платформы распределитель переводят в позицию «б» (рис. 7.11, б, схема «б»); рабочая жидкость под давлением через распределитель и гидрозамок поступает в поршневую полость гидроцилиндра, а из штоковой – сливается в бак. На этой стадии гидрозамок работает как обычный обратный клапан.

Для остановки платформы распределитель переводят в нейтральную позицию. При этом гидрозамок закрывается и герметично перекрывает гидролинию, связанную с поршневой полостью гидроцилиндра, давление в которой определяется нагрузкой на штоке.

Опускание платформы осуществляется переключением распределителя в позицию «а». При этом рабочая жидкость подается в штоковую полость гидроцилиндра и в канал X управления открытием гидрозамка.

Жидкость из поршневой полости через гидрозамок и распределитель поступает в сливную гидролинию. Открытие гидрозамка, особенно запирающего большие объемы рабочей жидкости под давлением, может сопровождаться гидроударами. Это происходит потому, что при достижении давлением управления требуемой величины, клапан открывается резко, поскольку при снятии запорного элемента с седла давление, прижимающее его, мгновенно падает, а усилие пружины незначительно. Такие удары оказывают негативное влияние не только на сам гидрозамок, но и на всю гидросистему в целом.

В гидросистемах, возникновение гидроудара в которых нежелательно, применяют гидрозамки с декомпрессором (специальный небольшой обратный клапан, расположенный внутри основного запорного элемента).