

# РЕГУЛИРУЮЩАЯ И НАПРАВЛЯЮЩАЯ АППАРАТУРА

## 1 Общие сведения о гидроаппаратуре

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

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

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

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

По принципу действия запорно-регулирующего элемента:

- гидроклапаны;
- гидроаппаратура неклапанного действия (дроссели).

В зависимости от конструкции запорно-регулирующего элемента гидроаппараты подразделяют на:

- золотниковые;
- крановые;
- клапанные.

По внешнему воздействию на запорно-регулирующий элемент:

- регулируемые;
- настраиваемые.

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

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

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

## 2. Напорные гидроклапаны

Напорные гидроклапаны предназначены для ограничения давления в подводимых к ним потоках рабочей жидкости. На рис.4.1 приведены принципиальные схемы напорных клапанов прямого действия с шариковым, конусным, плунжерным и тарельчатым запорно-регулирующими элементами. Клапан состоит из запорно-регулирующего элемента 1 (шарика, конуса и т.д.), пружины 2, натяжение которой можно изменять регулировочным винтом 3. Отверстие 5 корпуса 4 соединяется с линией высокого давления, а отверстие 6 - со сливной линией. Часть корпуса, с которой запорно-регулирующий элемент клапана приходит в соприкосновение, называется седлом (посадочным местом).

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

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

Для уменьшения силы удара и частоты колебаний клапана о седло применяют специальные гидравлические демпферы (рис.4.1, б, г). Устройство состоит из камеры 7, в которой перемещается плунжер 8. Камера заполнена жидкостью. С линией слива эта камера соединяется тонким калибровочным отверстием 9 диаметром 0,8...1 мм. При открывании клапана плунжер вытесняет жидкость из камеры демпфера. Создаваемое при этом гидравлическое сопротивление, пропорциональное скорости движения плунжера, уменьшает частоту колебаний, силу удара запорно-регулирующего элемента и частично устраняет его вибрацию.

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

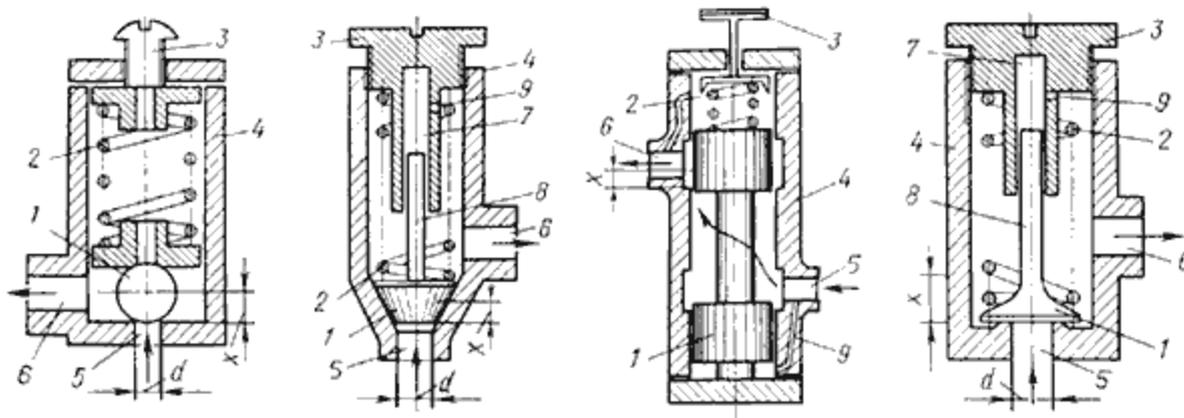


Рис.4.1. Принципиальные схемы напорных клапанов с запорно-регулирующими элементами: а - с шариковым; б - с конусным; в - с золотниковым; г - с тарельчатым

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

Дифференциальный клапан (рис.4.2) состоит из плунжера 1, который имеет два пояска диаметрами  $D$  и  $d$ , на которые воздействует жидкость.

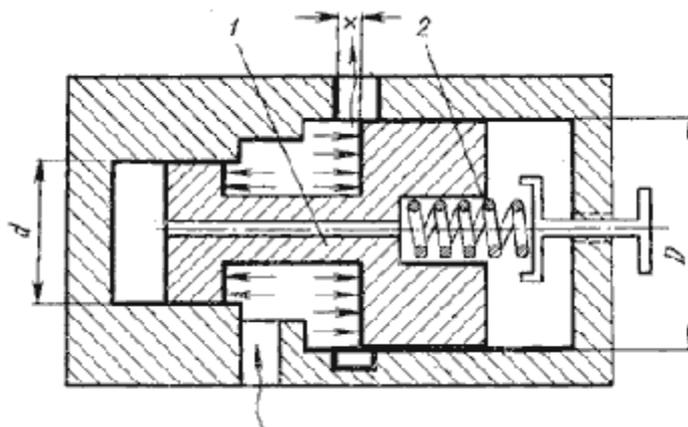


Рис.4.2. Принципиальная схема дифференциального клапана

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

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

С уменьшением разности площадей поясков хотя и уменьшается усилие пружины, но одновременно уменьшается и соотношение действующих на запорно-регулирующий элемент клапана сил давления жидкости и сил трения этого элемента о корпус клапана. При определенных соотношениях  $D$  и  $d$  эти силы могут оказаться несоизмеримы между собой и клапан перестанет работать. Поэтому в реальных конструкциях дифференциальных клапанов принимают следующее соотношение:

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

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

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

Еще большего уменьшения размеров пружины и всего клапан в целом при одновременном повышении его герметичности можно достигнуть в клапанах непрямого действия (рис.4.3).

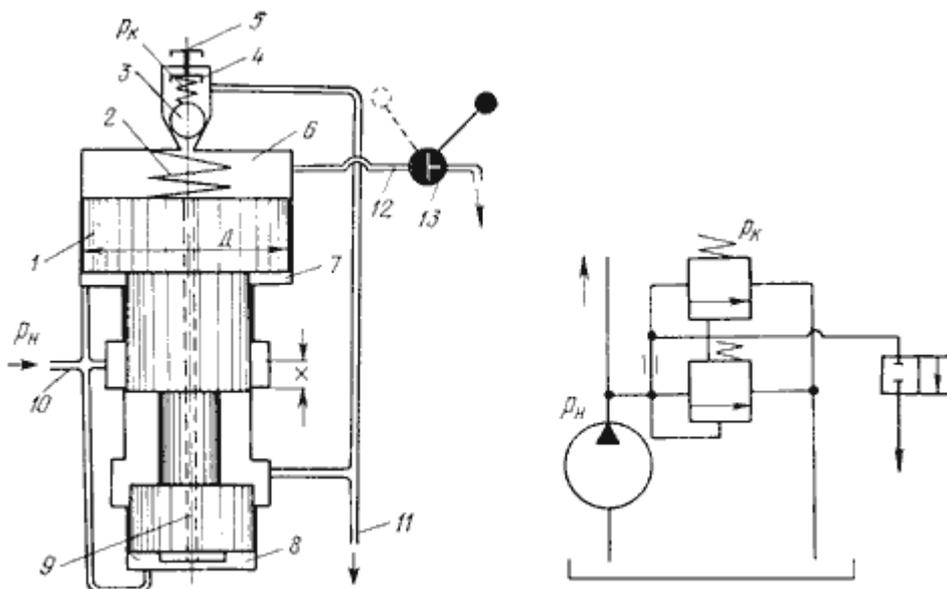


Рис.4.3. Напорный клапан непрямого действия:  
а - принципиальная схема; б - условное обозначение

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

Если при работе машины давление в гидросистеме  $P_H < P_K$ , шариковый клапан закрыт, в полостях 6, 7, 8 устанавливается одинаковое давление  $P_H$ , золотник 1 под воздействием пружины 2 занимает крайнее нижнее положение, а гидролиния высокого давления 10 отделена от гидролинии слива 11 (положение клапана соответствует изображенному на рис.4.3). Изменение давление в гидросистеме вызывает изменения давления в полостях 6, 7, 8 клапана. В тот момент, когда давление  $P_H$  превысит  $P_K$ , шариковый клапан 3 откроется и через него жидкость в небольшом количестве начнет поступать на слив. В капиллярном канале золотника создается течение жидкости с потерей давления на преодоление гидравлических сопротивлений. Вследствие этого давление жидкости в полости 6 станет меньше давления в полостях 7 и 8. Под действием образовавшегося перепада давлений золотник 1 переместится вверх, сжимая пружину и соединяя линию 10 с линией 11. Рабочая жидкость будет поступать на слив, и перегрузки гидросистемы не произойдет. Однако

как только линия высокого давления соединится со сливом, давление жидкости в гидросистеме уменьшится до  $P_H < P_K$ , шариковый клапан закроется и течение жидкости по капиллярному каналу прекратится. Давление в полостях 6, 7 и 8 выровняется и под воздействием пружины 2 золотник возвратится в исходное положение, снова отделив линию высокого давления от слива. Если причина, вызвавшая повышение давления в гидросистеме, не будет устранена, процесс повторится и золотник в конечном итоге установится на определенной высоте, при которой давление в гидросистеме будет поддерживаться постоянным.

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

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

По сравнению с клапанами прямого действия клапаны непрямого действия обладают рядом преимуществ:

1. Плавность и бесшумность работы.
2. Повышенная чувствительность.
3. Давление на входе в клапан поддерживается постоянным и не зависит от расхода рабочей жидкости через клапан.

### 3. Редукционный клапан

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

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

Редукционный клапан (рис.4.4) состоит из запорно-регулирующего элемента - плунжера 1, прижатого к седлу пружиной 2, сила натяжения которой регулируется винтом 3. Отверстие 4 корпуса соединяется с гидролинией высокого давления, а отверстие 5 с гидролинией низкого давления. В исходном положении клапан прижат к седлу, а вход клапана отделен от выхода. При повышении давления  $P_1$  плунжер поднимается и гидролиния высокого давления соединяется с гидролинией низкого давления. Чем больше давление  $P_1$ , тем больше открывается проходное сечение клапана и тем больше становится давление  $P_2$ .

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

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

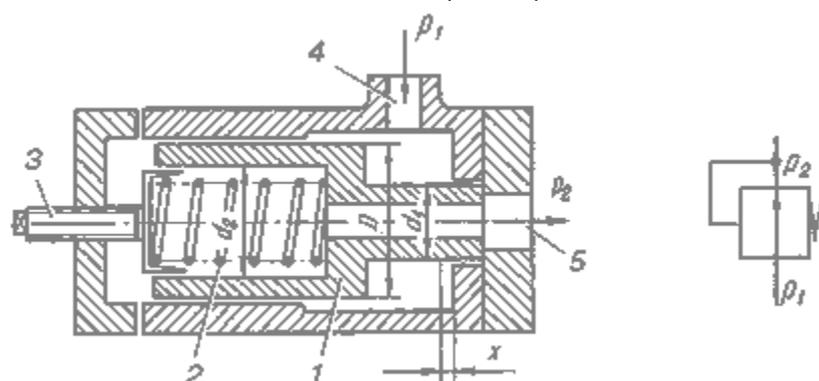


Рис.4.4. Редукционный клапан:

а - принципиальная схема; б - условное обозначение

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

Рассмотрим работу редукционного клапана непрямого действия (рис.4.5). Клапан состоит из основного запорно-регулирующего элемента - золотника 1 ступенчатой формы, нагруженного нерегулируемой пружиной 2 с малой жесткостью, и вспомогательного запорно-регулирующего элемента 5 в виде шарикового клапана. Силу натяжения пружины 4 шарикового клапана можно изменять винтом 3. В корпусе клапана имеются каналы, соединяющие полости 7 и 8 с выходом, а в золотнике 1 - капиллярный канал 9, соединяющий полость 6 с полостью 8, а через последнюю и с выходом клапана.

Если пружина 4 настроена на давление большее, чем давление  $P_1$  на входе клапана, то золотник 1 занимает исходное положение (показано на рис.4.5). В этом случае в полостях 6, 7 и 8 будет одинаковое давление, равное  $P_1$ , полость 10 соединена с полостью 11, а жидкость свободно протекает через клапан. Редуцирования давления при этом не происходит. При настройке пружины 4 на давление  $P_2 < P_1$  шариковый клапан откроется и жидкость в небольшом количестве из полости 6 будет поступать на слив. В капиллярном канале 9 золотника создается течение жидкости с потерей в нем давления на преодоление гидравлических сопротивлений. В результате давление в полости 6 упадет и золотник поднимется вверх, уменьшив площадь живого сечения между полостями 10 и 11.

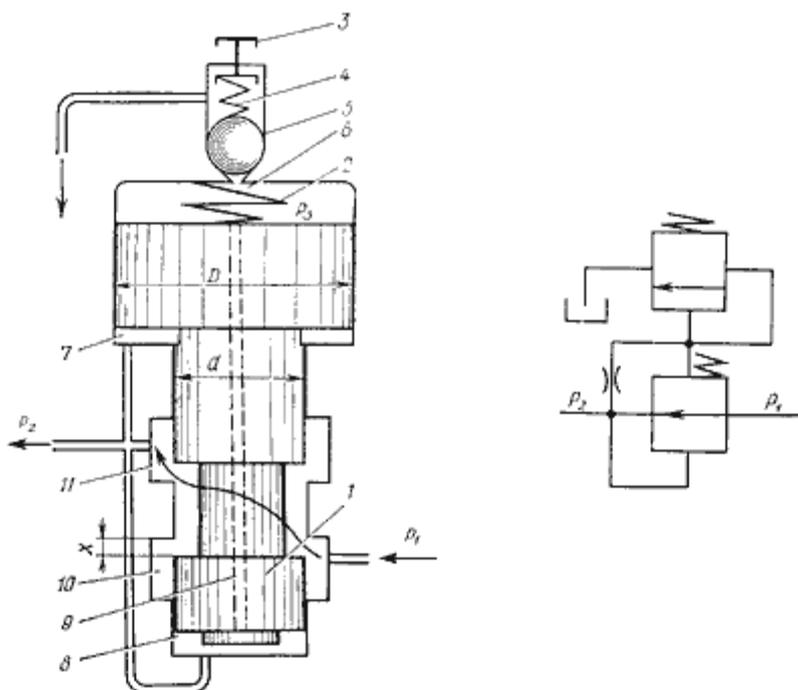


Рис.4.5. Редукционный клапан непрямого действия:  
а - принципиальная схема; б - условное обозначение

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

#### 4. Обратные гидроклапаны

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

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

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

Обратный клапан Г51 (рис.4.6) имеет конусный запорно-регулирующий элемент 5. При подводе рабочей жидкости к отверстию 1 запорно-регулирующий элемент 5 поднимается над седлом 2, преодолевая силу натяжения пружины 4. Жидкость свободно проходит к отверстию 3. При изменении направления потока рабочей жидкости запорно-регулирующий элемент 5 прижат к седлу и блокирует отверстие 1.

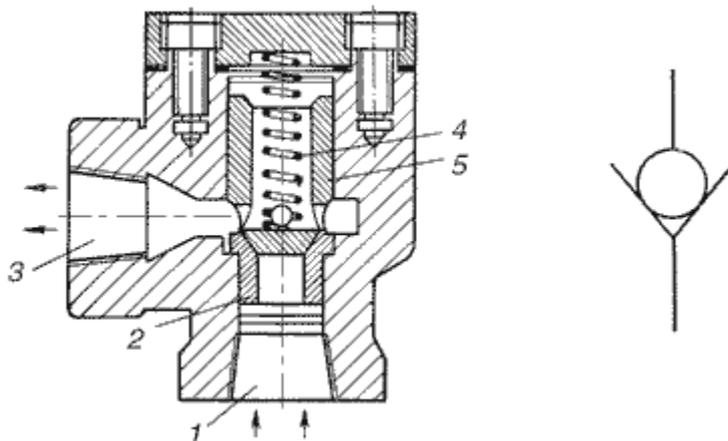


Рис.4.6. Обратный клапан типа Г51:  
а - конструкция; б - условное обозначение

В гидросистемах многих мобильных машин обратные клапаны с шариковым рабочим органом применяют в блокировочном устройстве резиновых шлангов (рис.4.7).

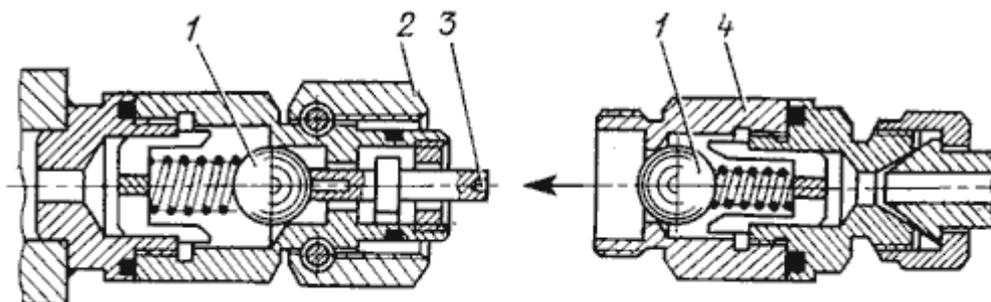


Рис.4.7. Блокировочное устройство

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

В гидроприводе обратные клапаны применяют: как подпорные; для создания нерегулируемого противодействия в сливной магистрали гидродвигателя; для блокировки вертикально расположенного поршня от самопроизвольного опускания при выключенном приводе; для неуправляемого пропуска рабочей жидкости в одном направлении и управляемого в другом (совместно с дросселем); для исключения утечек жидкости из гидросистемы при демонтаже и т.д. Как конструктивный элемент обратный клапан включен в конструкцию разделительных панелей,

напорных клапанов, дросселей и регуляторов потока, в золотники с гидравлическим управлением, в насосы и гидравлические двигатели, в гидрозамки и т.д.

## 5. Ограничители расхода

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

Принципиальная схема ограничителя расхода приведена на рис.4.8, а. Он состоит из подвижного поршня 3 и нерегулируемой пружины 6, помещенных внутри корпуса 7. В поршне имеется калибровочное отверстие 2 (нерегулируемый дроссель), а корпусе - окна 4. В сочетании с поршнем 3 окна 4 представляют собой регулируемый дроссель. В исходном положении пружина стремится передвинуть поршень в крайнее левое положение и открыть окна 4. При включении ограничителя расхода в гидросистему жидкость поступает в отверстие 1 и далее проходит через дроссель 2 и окна 4 к отверстию 5. При достижении жидкостью через ограничитель расхода у дросселя 2 создается перепад давлений. При увеличении расхода перепад давлений увеличивается и поршень перемещается вправо, частично или полностью перекрывая окна 4. Когда расход в гидросистеме уменьшится, перепад давлений также уменьшится и поршень переместится влево, увеличив открытие окон.

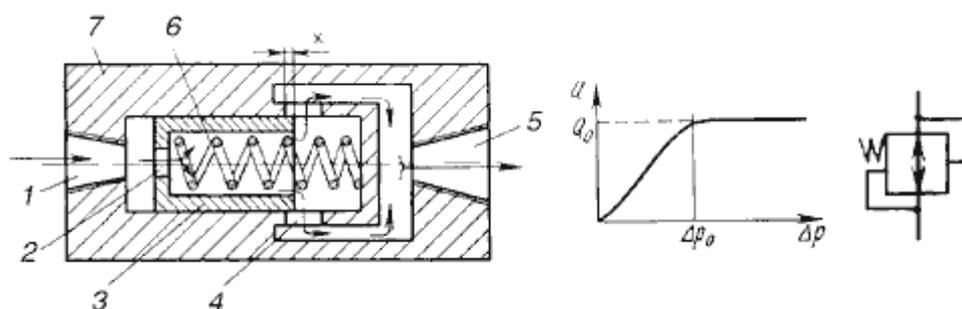


Рис.4.8. Ограничитель расхода:

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

При значении перепада давления  $\Delta P < \Delta P_0$  расход жидкости через ограничитель расхода будет зависеть от  $\Delta P$ . При  $\Delta P > \Delta P_0$  расход жидкости станет предельным и равным  $Q_0$  (см.рис.4.8, б).

## 6. Делители (сумматоры) потока

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

Делитель потока (рис.4.9) состоит из двух нерегулируемых дросселей 1 и двух дросселей 2, проходные сечения которых могут автоматически изменяться благодаря перемещению плунжера 3. При равенстве нагрузок ( $F_1 = F_2$ ) и площадей поршней гидроцилиндров давление  $P_1 = P_2$ , перепад давлений  $\Delta P = (P_3 - P_4) = 0$ , плунжер 3 делителя занимает среднее положение, а расходы в обеих линиях одинаковые. Если нагрузка на один из любых гидродвигателей изменится, то под действием возникшего перепада давлений у плунжера делителя он начнет смещаться из среднего положения, изменяя одновременно проходные сечения дросселей 2. Перемещение прекратится, когда давления  $P_3$  и  $P_4$  выровняются. В этом положении плунжера расходы в обеих ветвях будут одинаковыми. Таким образом, поддержание равенства расходов в обеих ветвях осуществляется за счет дросселирования потока в той ветви, где гидродвигатель нагружен меньше.

Делитель потока может также быть и сумматором потока (рис.4.9, в). В этом случае в подводимых к нему двух трубопроводах поддерживается постоянный расход рабочей жидкости.

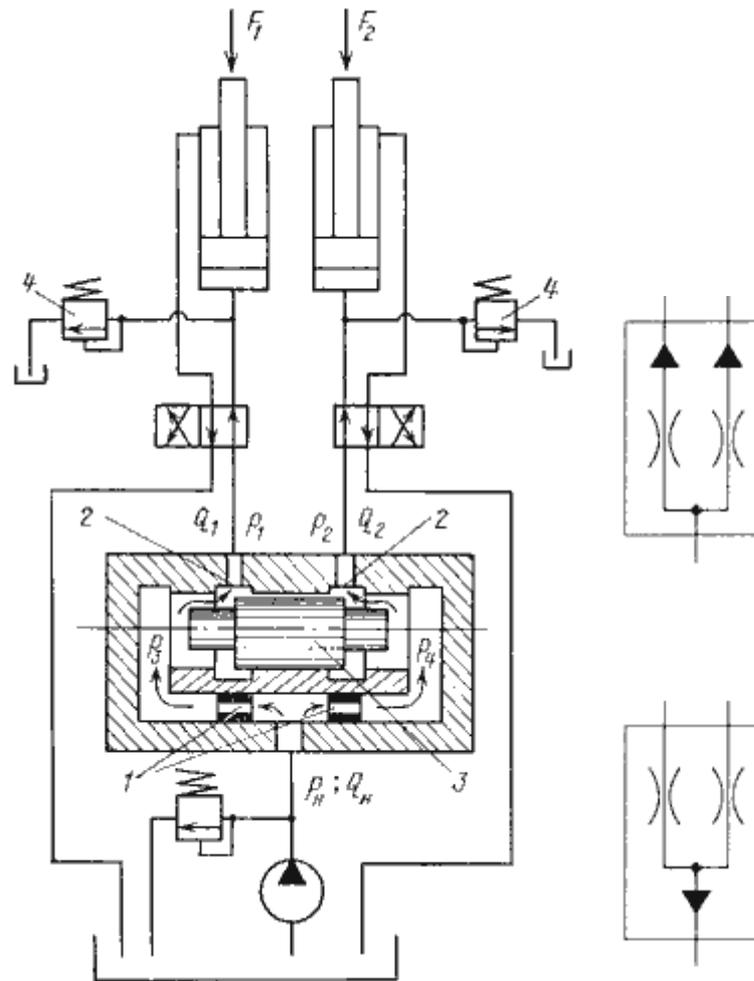


Рис.4.9. Делитель потока:  
 а - принципиальная схема; б - условное обозначение;  
 в - условное обозначение сумматора потока

### 7. Дроссели и регуляторы расхода

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

*Линейные дроссели*, в которых потери давления пропорциональны расходу жидкости. В таких дросселях потери давления определяются потерями давления по длине. Изменяя длину канала, по которому движется жидкость, можно изменить потери давления и расход через дроссель. Примером линейного дросселя служит гидроаппарат с дроссельным каналом (рис.4.10).

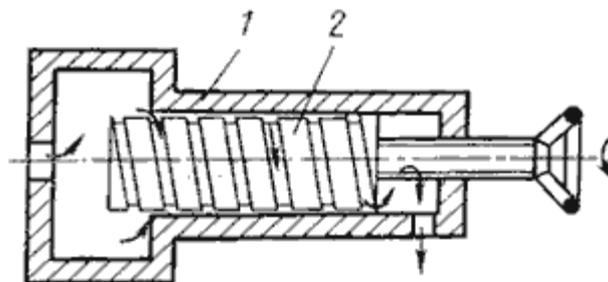


Рис.4.10. Линейный дроссель:  
 1 - корпус; 2 - винт

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

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

В регулируемых (рис.4.11, а, б, в, г) и нерегулируемых (рис.4.11, д, е) нелинейных дросселях длина пути движения жидкости сведена к минимуму, благодаря чему потери давления и расход практически не зависят от вязкости жидкости и изменяются только при изменении площади рабочего проходного сечения. Максимальную площадь устанавливают из условия пропускания заданного расхода жидкости через полностью открытый дроссель, минимальную - из условия исключения засоряемости рабочего окна.

В пластинчатых дросселях (рис.4.11, е) сопротивление зависит от диаметра отверстия, которое, однако, можно уменьшить лишь до определенного предела ( $d_{min} > 0,5$  мм), ограничиваемого засоряемостью во время работы такого дросселя. Для получения большого сопротивления применяют пакетные дроссели с рядом последовательно соединенных пластин (рис.4.11, д). В таких дросселях расстояние между пластинами  $l$  должно быть не менее  $(3...5) d$ , а толщина пластин  $s$  не более  $(0,4...0,5) d$ .

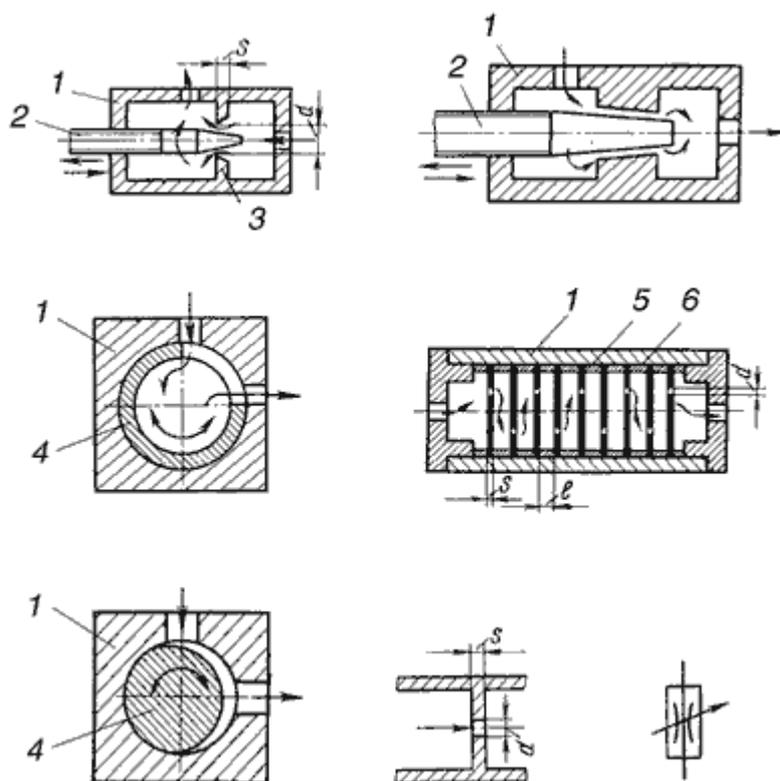


Рис.4.11. Принципиальные схемы нелинейных дросселей:  
а - игольчатого; б - комбинированного; в - пробкового щелевого;  
г - пробкового эксцентричного; д - пластинчатого пакетного;  
е - пластинчатого; ж - условное обозначение регулируемого дросселя;  
1 - корпус; 2 - игла; 3 - диафрагма; 4 - пробка; 5 - пластина; 6 - втулка

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

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

где  $\gamma$  - удельный вес жидкости;  $\zeta$  - коэффициент местного сопротивления отверстия;  $n$  - число пластин;  $v$  - средняя скорость потока жидкости в проходном отверстии пластины.

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

Для определения расхода жидкости через дроссель пользуются формулой

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

где  $\omega$  - площадь проходного сечения дросселя;  $\Delta P$  - перепад давлений у дросселя;  $\mu$  - коэффициент расхода, зависящий от конструкции дросселя, числа Рейнольдса, формы и размеров отверстия.

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

Сущность облитерации заключается в том, что в микронеровностях узких каналов задерживаются и оседают твердые частицы, содержащиеся в рабочей жидкости. Если размеры частиц, загрязняющих жидкость, соизмеримы с размером рабочего окна, то может произойти полное его зарастание и прекращение расхода жидкости через дроссель. При увеличении площади рабочего окна расход жидкости восстанавливается.

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

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

Недостатком дросселей является неравномерность расхода, вызванная изменением перепада давлений у дросселя. На рис.4.12, а приведена проливочная характеристика дросселя Г77 11  $Q = f(\Delta P)$ , из которой видно, что с изменением перепада давлений (вызванного, например, изменением нагрузки на гидродвигатель) расход увеличивается.

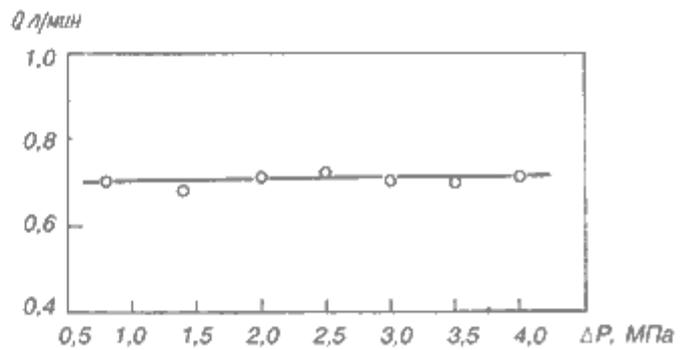
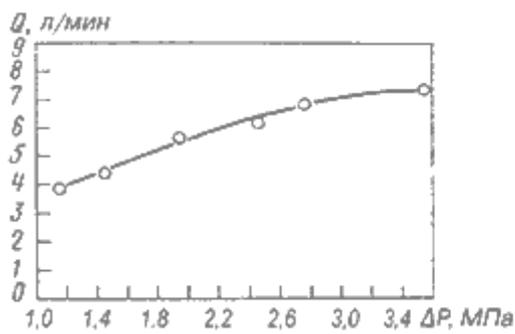


Рис.4.12. Проливочные характеристики  
а - дросселя Г77-11; б - регулятора расхода Г55-21

Для частичного или полного устранения неравномерности расхода применяют регуляторы расхода, в которых перепад давлений в дросселе  $\Delta P$  во время его работы поддерживается примерно постоянным. Конструктивно этот аппарат состоит из последовательно включенных редукционного клапана и дросселя. Расход жидкости через регулятор устанавливается дросселем 1, а постоянство перепада давлений на дросселе - редукционным клапаном 2 (рис.4.13). При увеличении расхода  $Q$  через дроссель увеличивается перепад давлений  $\delta P = P_1 - P_2$ , который вызывает смещение вверх запорно-регулирующего элемента клапана. Проходное сечение уменьшается, и при этом расход на выходе из регулятора будет уменьшен.

Благодаря постоянству перепада давлений у дросселя расход жидкости через регулятор и скорость движения выходного звена гидродвигателя не изменяются при изменении нагрузки. Вид проливочной характеристики  $Q = f(\Delta P)$  регулятора расхода Г55-21 приведен на рис.4.12, б, а его конструкция на рис.4.14.

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

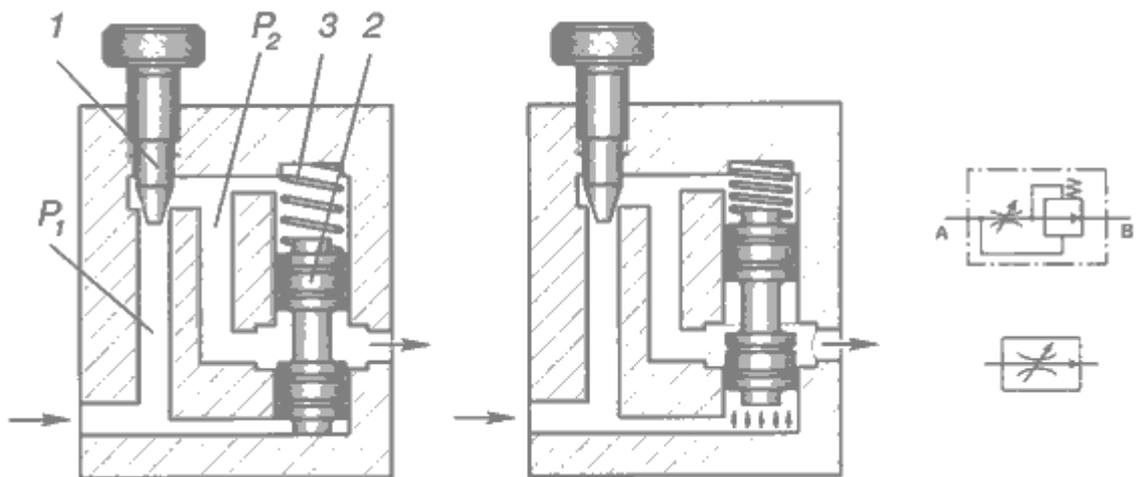


Рис.4.13. – Регулятор расхода Г77-11

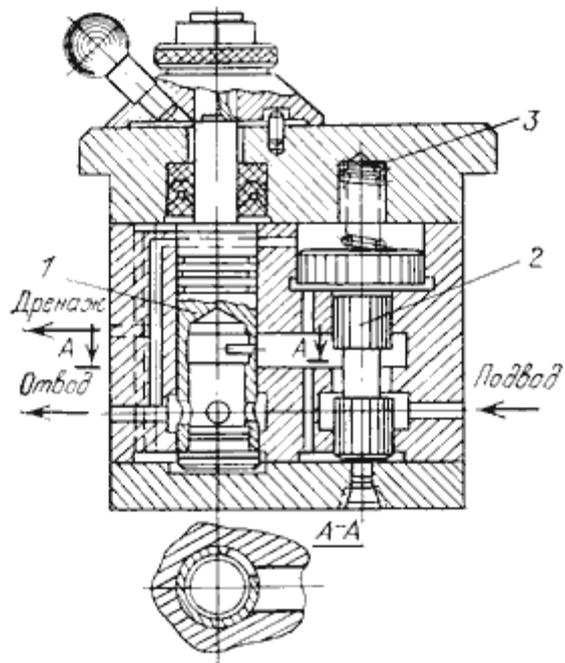


Рис.4.14. - Регулятор расхода Г55-21