

Дистанционная лекция №1 (дата проведения по расписанию - 24 марта 2020 г.)

1. Примеры использования клапанов давления

Продолжим рассмотрение примеров использования устройств регулирования давления.

На рисунке 1.1 изображена принципиальная схема, которая содержит два клапана давления.

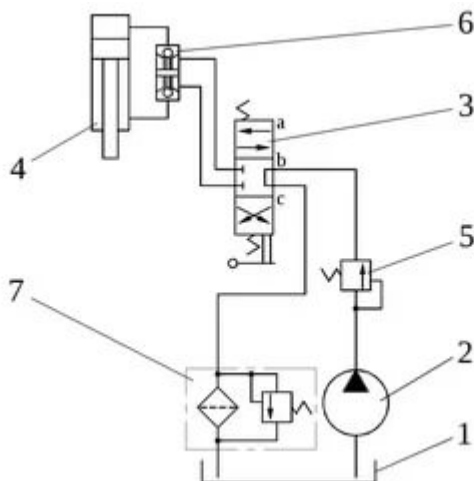


Рисунок 1.1 – Принципиальная гидравлическая схема

Переливной клапан поз. 5 обеспечивает стабилизацию давления на выходе насоса поз. 2 в те промежутки времени, когда на гидрораспределитель не подается управляющий сигнал.

Второй клапан конструктивно встроен в фильтр поз. 7. Этот клапан выполняет функцию предохранительного. Если фильтроэлемент засорился то, его проводимость уменьшается, а уровень давления на входе фильтра возрастает, что может привести к повреждению (потере герметичности) всей гидросистемы. Предохранительный клапан, настроенный на небольшое давление (обычно 0,5 МПа) и установленный параллельно фильтру, открывается при превышении давления и перепускает рабочую жидкость в бак.

На рисунке 1.2 изображена гидросистема, в которой использованы аналогичные решения. Для стабилизации давления на выходе насоса установлен переливной клапан непрямого действия (серводействия). Для защиты фильтра применен встроенный предохранительный клапан. При анализе принципиальных схем необходимо обращать внимание на обозначение пружин в клапанах давления. Напомним, если условное обозначение пружины перечеркнуто стрелкой, то в данном клапане есть возможность перенастройки уровня давления. Очень часто у изображения такой пружины указано давление настройки.

В системе, изображенной на рисунке 1.2, только в условном изображении усилительного каскада переливного клапана использована такая стрелка. В предохранительном клапане фильтра стрелка отсутствует. Это означает, что пружина этого клапана имеет заводскую настройку, которую потребитель изменять не может.

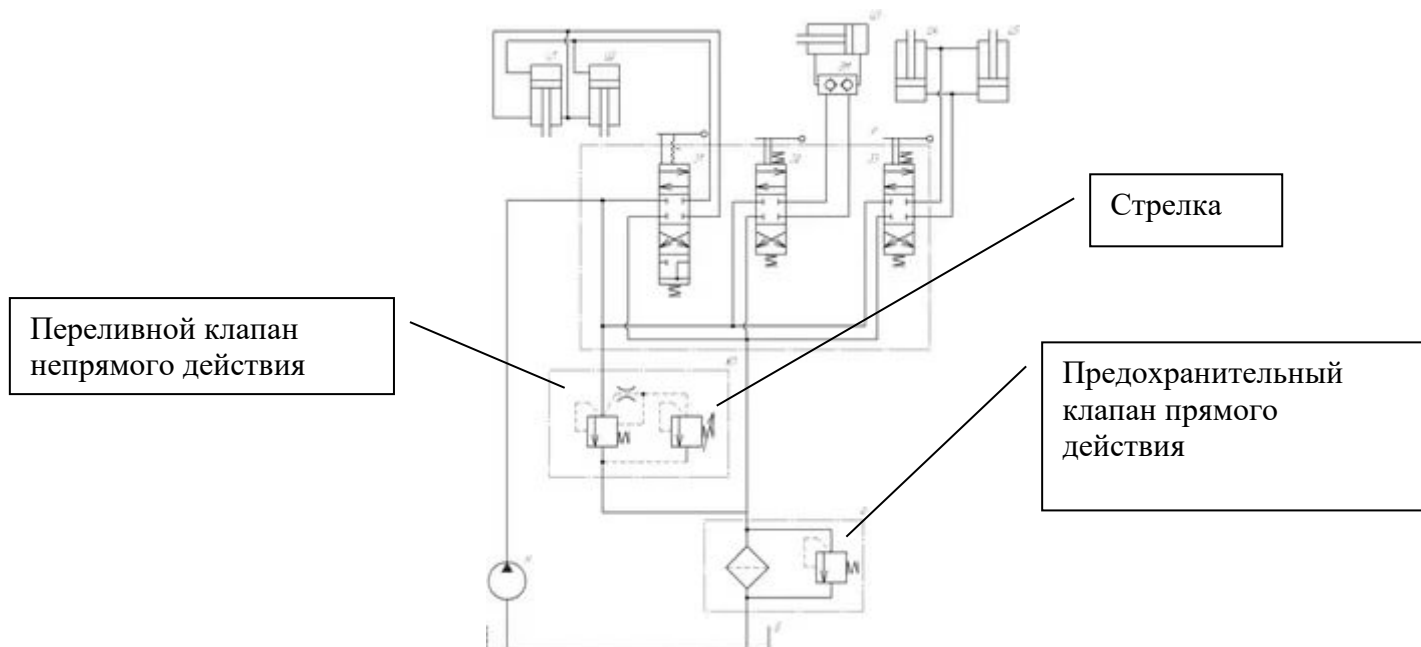


Рисунок 1.2 – Принципиальная гидравлическая схема

На рисунке 1.3 изображена более сложная гидросистема.

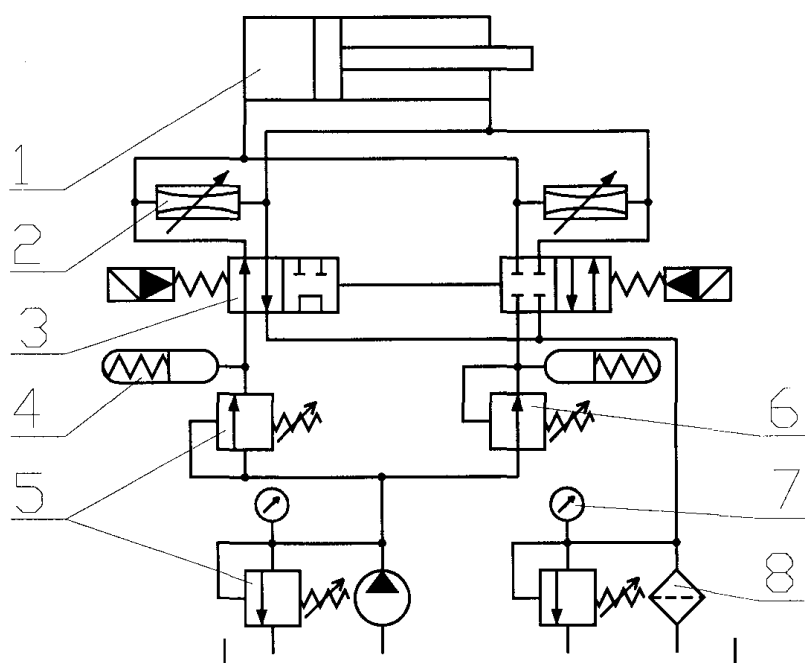


Рисунок 1.3 – Принципиальная гидравлическая схема

Она содержит два переливных клапана прямого действия поз. 5, с возможностью настроить желаемый уровень давления (у изображения клапана пружина перечеркнута стрелкой). Предохранительный клапан фильтра поз. 8 не имеет собственного позиционного обозначения. Это означает то, что он конструктивно интегрирован в фильтр. Но его настройку можно менять (у изображения клапана пружина перечеркнута стрелкой).

Клапан поз. 6 является редукционным. Его назначение стабилизировать давление на своем выходе. Напомним, что редуктор давления является нормально открытым клапаном. На условном обозначении это обозначается стрелкой в оси симметрии квадрата. В переливном или предохранительном клапане стрелка смещена от оси симметрии квадрата. Сравните условные изображения редуктора поз. 6 и клапанов поз. 5.

На рисунке 1.4 изображена еще одна гидросистема. Студентам предлагается самостоятельно её проанализировать. Необходимо рассмотреть работу гидросистемы и объяснить назначение всех устройств регулирования давления.

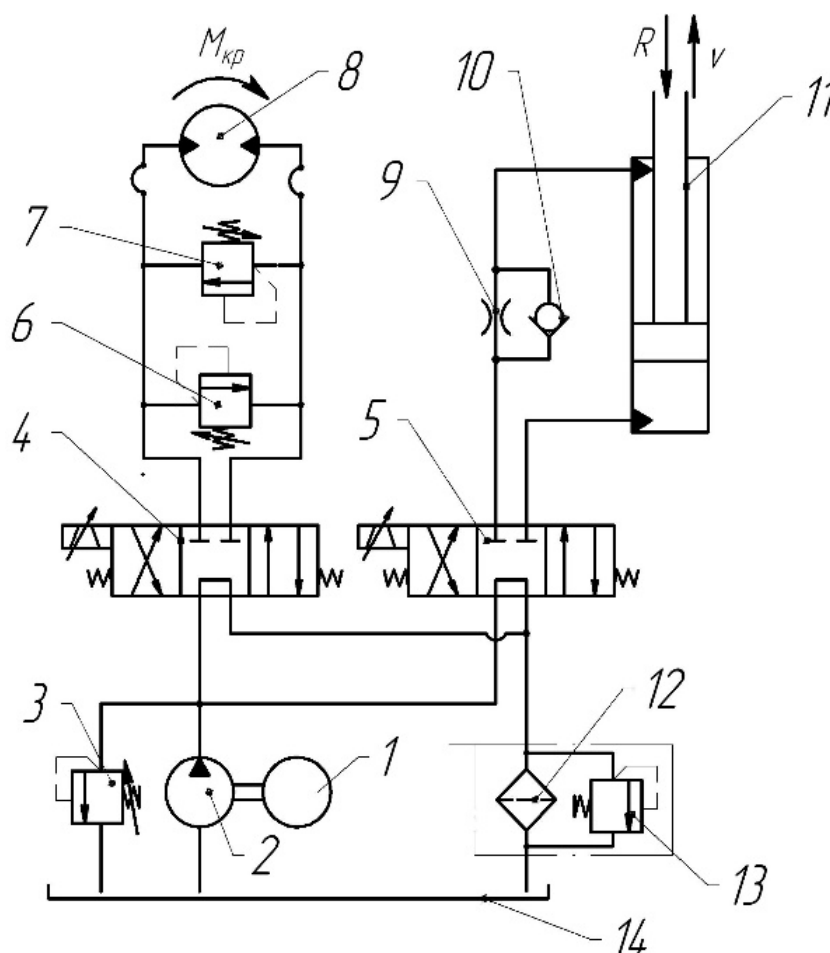


Рисунок 1.4 – Принципиальная гидравлическая схема

2. Гидромеханические устройства регулирования расхода

Ранее были рассмотрены гидромеханические устройства, с помощью которых регулируется величина давления на отдельных участках гидросистемы.

В реальных гидросистемах используются ряд устройств, которые обеспечивают регулирование величиной и направлением расхода.

К этой группе гидромеханических устройств относятся:

- обратные клапаны;
- управляемые обратные клапаны (гидрозамки);
- регуляторы расхода;
- делители потока.

2.1 Обратный клапан

Обратный клапан предназначен для обеспечения движения рабочей жидкости только в одном направлении. Электрическим аналогом обратного клапана является диод. Обратные клапаны могут быть выполнены как самостоятельные устройства, так и в виде встроенных в гидравлические агрегаты узлов.

Конструкция обратного клапана проста. Она содержит корпус с запорно-регулирующим элементом: шариком, конусом или тарелка (см. рисунок 1.5).

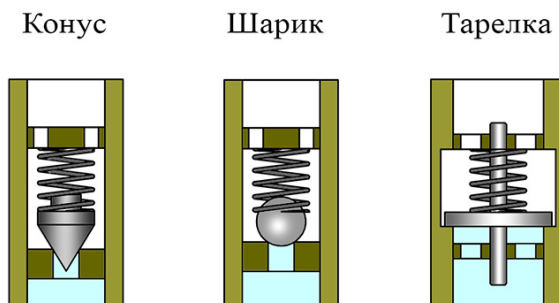


Рисунок 1.5 – Наиболее распространенные типы запорно-регулирующих элементов обратных клапанов

На рисунке 1.6 изображена конструкция обратного клапана с шариковым запорным элементом.

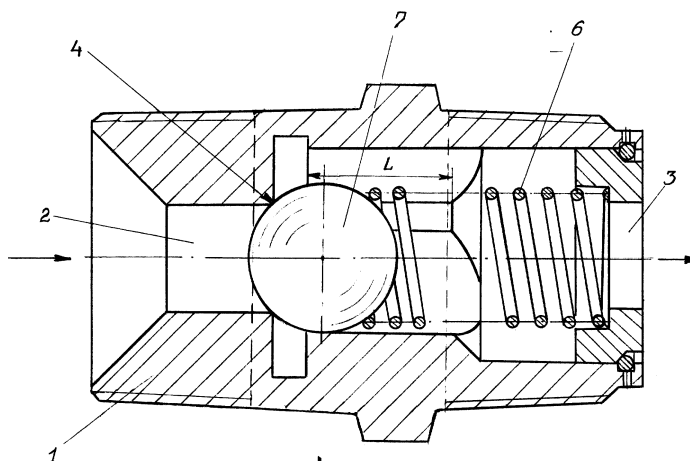


Рисунок 1.6 – Конструктивная схема обратного клапана

В корпусе клапана поз. 1 установлен шарик поз. 7, поджатый к седлу поз. 4 пружиной поз. 6. Пружина имеет малую жесткость и небольшую величину начального поджима. При подаче расхода жидкости в левую входную полость клапана клапан отжимается от седла, обеспечивая проход жидкости в правую полость на выход из клапана. Так как жесткость пружины небольшая, для открытия клапана достаточно небольшого давления, т. е. проводимость открытого клапана большая. Поэтому в открытом состоянии гидравлическое сопротивление обратного клапана можно не учитывать. При подаче жидкости в правую полость шарик дополнительно поджимается к седлу, обеспечивая полную герметичность клапана.

Если необходимо обеспечить более высокую герметичность в течение длительного срока службы, седло клапана снабжают дополнительной эластомерной накладкой.

В отдельных случаях используются обратные клапаны без пружин. В таких конструкциях шарик поджимается к седлу только силой тяжести шарика. Поэтому он должен устанавливаться строго вертикально.

Направление пропускания жидкости обычно маркируется на внешней поверхности клапана стрелкой (рисунок 1.7).

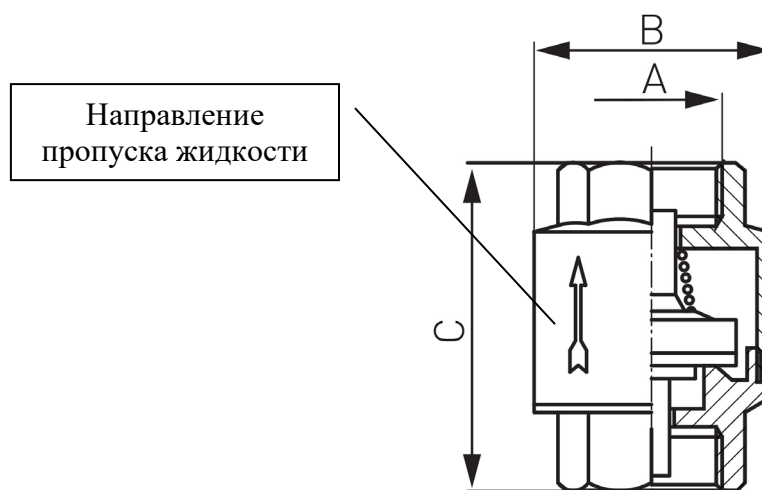


Рисунок 1.7 – Внешняя маркировка обратного клапана

Типичная расходно-перепадная характеристика обратного клапана при различной жесткости пружина представлена на рисунке 1.8.

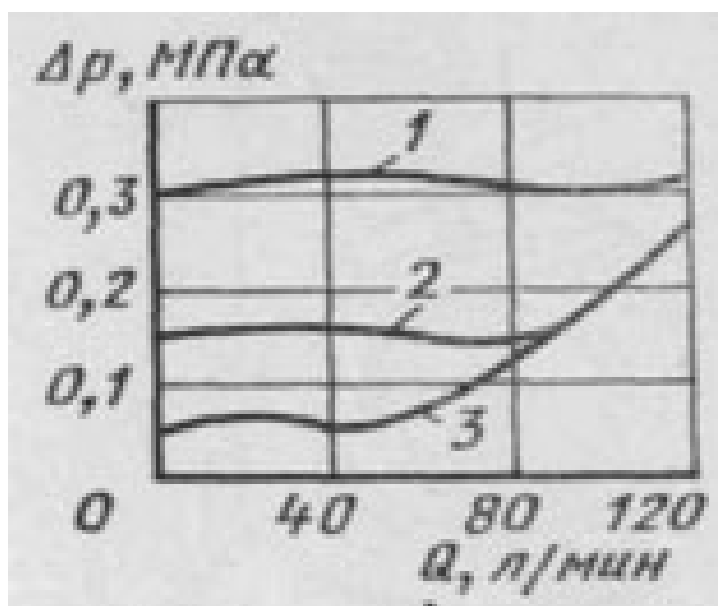


Рисунок 1.8 -Расходно-перепадная характеристика обратного клапана

Условные обозначения обратных клапанов по ГОСТ 2.781-96 представлены на рисунке 1.9.

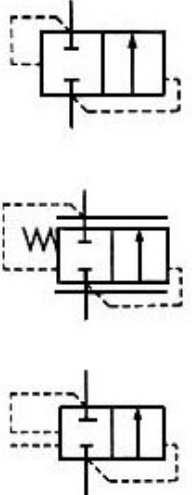

<p>6 Клапан обратный:</p> <p>- без пружины; открыт, если давление на входе выше давления на выходе</p> <p>- с пружиной; открыт, если давление на входе выше давления на выходе плюс давление пружины</p> <p>7 Клапан обратный с поджимом рабочей средой, управление рабочей средой позволяет закрывать клапан без возвратной пружины</p>	<p>Детальное</p> 	<p>Упрощенное</p> 
------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	-------------------------------------------------------------------------------------------------------	---------------------------------------------------------------------------------------------------------

Рисунок 1.9 - Условные обозначения обратных клапанов по ГОСТ 2.781-96

Рассмотрим наиболее распространенные случаи применения обратных клапанов в гидросистемах. Очень часто обратные клапаны используются для отключения гидроэлементов при определенном направлении потока.

В качестве примера на рисунке 1.10 изображен фрагмент гидравлической схемы грузоподъемного механизма.

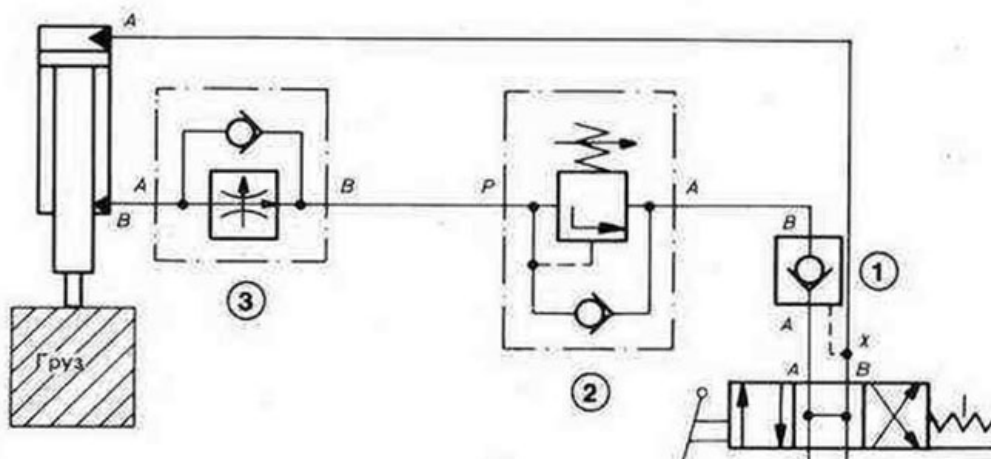


Рисунок 1.10 – Принципиальная гидравлическая схема

Известно, что в таких механизмах нагрузка на гидроцилиндр будет несимметричной. При подъеме груза гидроцилиндр должен преодолевать большую нагрузку, при этом в его полостях должен формироваться достаточно большой перепад давления. При опускании груза он создает для гидроцилиндра так называемую «помогающую нагрузку». В этом режиме поршень гидроцилиндра будет перемещаться со скоростью, величина которой существенно больше, чем скорость подъема. Во многих случаях при опускании груза возникает разрыв потока жидкости в верхней полости гидроцилиндра и скорость опускания груза уже не зависит от величины расхода жидкости по гидролинии высокого давления.

Для исключения таких режимов используются дополнительные гидроэлементы, ограничивающие расход и давление в режимах опускания груза. При подъеме груза такие устройства не нужны. Поэтому их необходимо включать только при определенном направлении движения груза. В схеме, изображенной на рисунке 1.10, функции ограничителей скорости и давления выполняют регулируемое гидравлическое сопротивление в блоке 3 и предохранительный клапан в блоке 2. Каждый из этих элементов шунтирован обратным клапаном. Поэтому при подъеме груза обратные клапаны открыты, а ограничительные устройства не работают и не влияют на скорость подъема.

2.2 Управляемые обратные клапаны (гидрозамки)

В тех случаях, когда необходимо при наличии гидравлического управляющего сигнала пропускать поток жидкости в двух направлениях, а

при отсутствии управления – в одном направлении, применяют управляемые обратные клапаны. Такие устройства ещё называют односторонним гидрозамком. Конструктивная схема таких устройств и принцип действия показаны на рисунке 1.11.

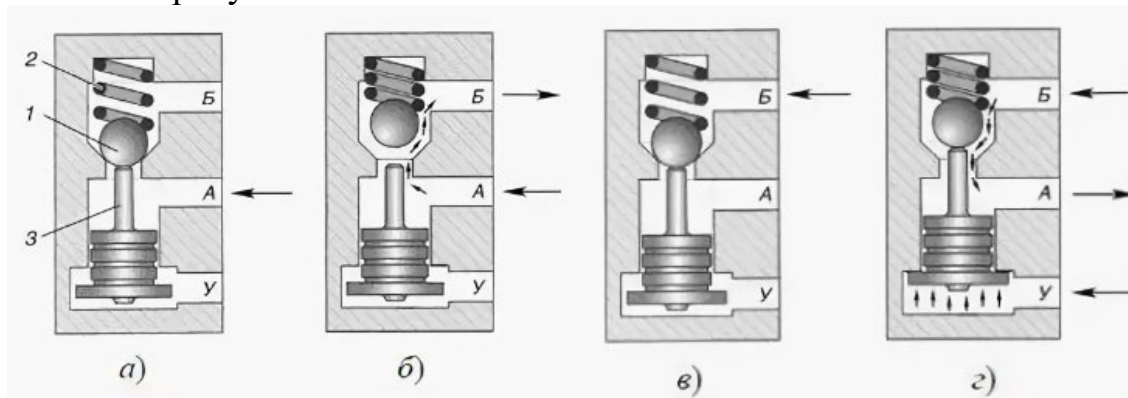


Рисунок 1.11 – Конструкция и принцип действия одностороннего гидрозамка

Гидрозамок содержит шарик поз. 1, пружину поз. 2 и поршень-толкатель поз. 3. В исходном состоянии усилием пружины шарик прижат к седлу.

При отсутствии давления в управляющей полости «у» гидрозамок функционально эквивалентен обычному обратному клапану. При направлении потока к полости «А» шарик отходит от седла и жидкость поступает в полость «Б» (см. рисунок 1.11.б). Обратное направление потока от полости «Б» к полости «А» невозможен, так как шарик будет прижат к седлу (см. рисунок 1.11.в).

Если в управляющую полость «У» подать давление управления, это давление, воздействуя на поршень-толкатель, отождмет шарик от седла и жидкость будет проходить через открытое окно между полостями «А» и «Б» независимо от направления потока (см. рисунок 1.11.г).

Кроме одностороннего гидрозамка существует двухсторонний гидрозамок, в конструкции которого объединены два односторонних гидрозамка. Конструктивная схема и принцип действия двухстороннего гидрозамка представлена на рисунке 1.12.

Как показано на рисунке 1.12а, конструкция двухстороннего гидрозамка включает в свой состав: два шарика поз. 2, поджатые пружинами поз. 1, и один поршень-толкатель поз. 3. Гидрозамок имеет два гидравлических входа «А», «Б» и два выхода «В», «Г».

При подаче давления к входу «А» левый шарик отжимается от седла. Одновременно это давление, воздействуя на поршень, смещает его вправо и отводит правый шарик, открывая правый обратный клапан (см. рисунок 1.12б). Подача давления в полость «Б» вызывает аналогичные изменения, показанные на рисунке 1.12в.

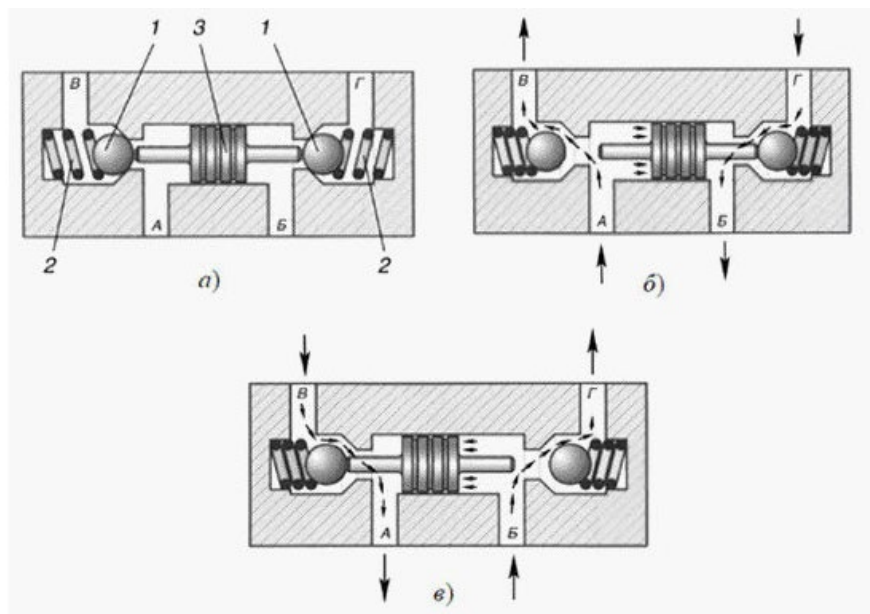


Рисунок 1.12 – Конструкция и принцип действия двухстороннего гидрозамка

Условные обозначения гидрозамков по ГОСТ 2.781-96 представлены на рисунке 1.12.

В качестве примера использования гидрозамков можно рассмотреть ранее рассмотренный случай (см. схему на рисунке 1.9). В этой гидросистеме использован односторонний гидрозамок поз. 1, который обеспечивает надежную фиксацию грузового механизма при отсутствии сигнала управления на гидрораспределитель.

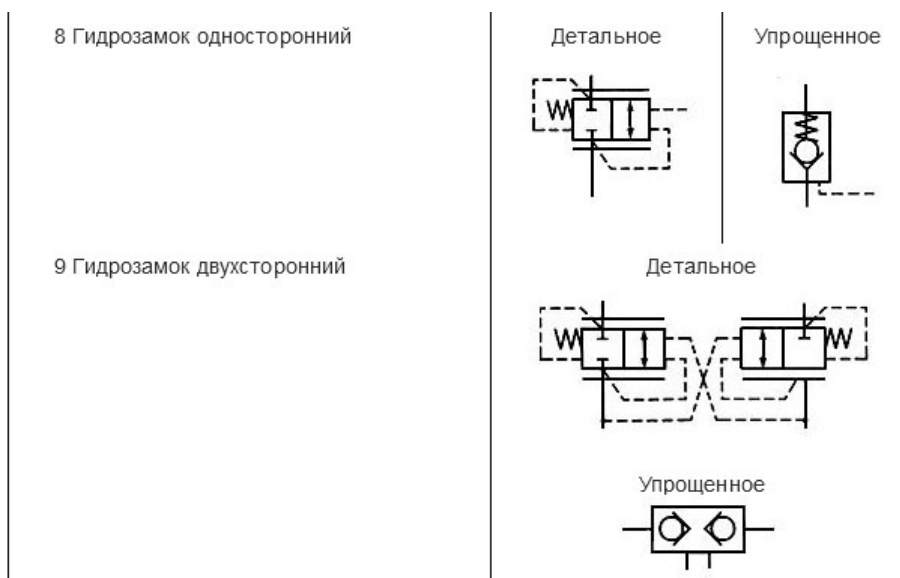


Рисунок 1.13 - Условные обозначения гидрозамков по ГОСТ 2.781-96

Для статически нагруженного в двух направлениях необходимо использовать два односторонних гидрозамка (рисунок 1.14).

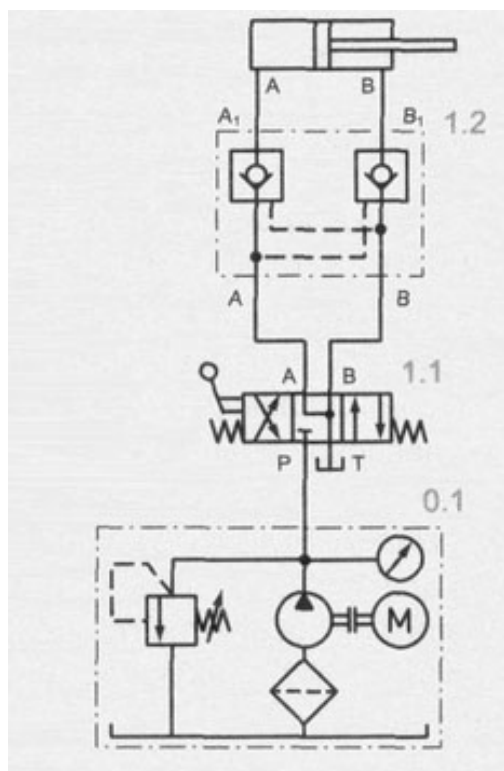


Рисунок 1.14 - Принципиальная гидравлическая схема статически нагруженного гидропривода

Дистанционная лекция № 2 (дата проведения по расписанию - 31 марта 2020 г.)

2.1 Регулятор расхода

Назначение регулятора расхода – поддержание постоянной величины расхода на участке гидросистемы.

Ранее были рассмотрены устройства регулирования давления, в каждом из которых гидромеханическими методами реализована классическая система автоматического регулирования с использованием обратной отрицательной связи по величине выходной координаты.

Если мы хотим аналогичным способом стабилизировать расход, то нам необходим измеритель текущей величины расхода для формирования обратной связи в устройстве.

В реальных гидромеханических устройствах используют не измерение расхода, а его косвенную оценку. В основе такой оценки выступает хорошо известная нам зависимость

$$Q = \sigma_{dp} \sqrt{\Delta p}, \quad (1)$$

где Q - расход жидкости через гидравлическое сопротивление;

σ_{dp} - проводимость гидравлического сопротивления;

Δp - перепад давления на гидравлическом сопротивлении.

Рассматривая формулу (1), мы видим, что, если $\sigma_{dp} = const$, то величину Δp можно рассматривать как нелинейную оценку Q .

Отметим, что в электрических схемах часто используется аналогичный метод измерения тока путем измерения падения напряжения на электрическом сопротивлении.

Таким образом, так как мы предполагаем использовать в виде оценки расхода перепад давления, то можно для построения регулятора расхода применить уже рассмотренные ранее клапаны разности давления. Напомним, что такие клапаны обеспечивают стабилизацию разности давления в двух любых точках гидросистемы. Если такой клапан подключить к входу и выходу гидравлического дросселя, то, стабилизируя разность давления, одновременно будет стабилизироваться расход (см. формулу (1)).

Принципиально возможны два варианта реализации регулятора расхода. Можно использовать классический переливной клапан разности давления (см. рисунок 2.1а). В этом случае клапан перепускает на слив излишний расход жидкости, обеспечивая стабилизацию расхода через гидравлический дроссель.

Более распространенный вариант основан на использовании нормально открытого редукционного клапана разности давления (рисунок

2.1б). Такая схема основана на стабилизации расхода за счет введения дополнительных гидравлических потерь (потерь давления) в редукторе.

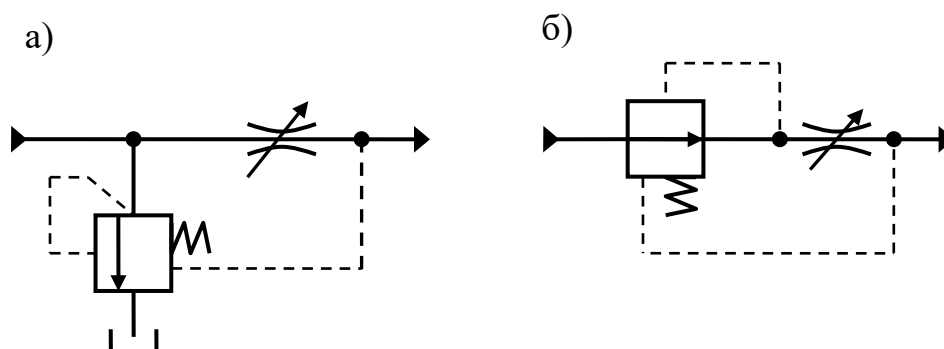


Рисунок 2.1 – Принципиальные схемы регуляторов расхода

Очень часто регулятор расхода реализуют в виде законченного устройства. Принципиальная схема такого регулятора расхода представлена на рисунке 2.2. Конструкция содержит золотниковый клапан поз. 2, который усилием предварительно поджатой пружины поз. 3 находится в исходном открытом состоянии. Регулятор расхода содержит регулируемое сопротивление поз. 1 с коническим запорным элементом. Давление P_1 перед сопротивлением и давление P_2 на его выходе воздействуют на торцевые поверхности золотникового клапана. При увеличении расхода через гидравлическое сопротивление перепад давления возрастает и золотник поз. 2 смещается вверх и перекрывает дросселирующую щель, увеличивая суммарное гидравлическое сопротивление регулятора расхода.

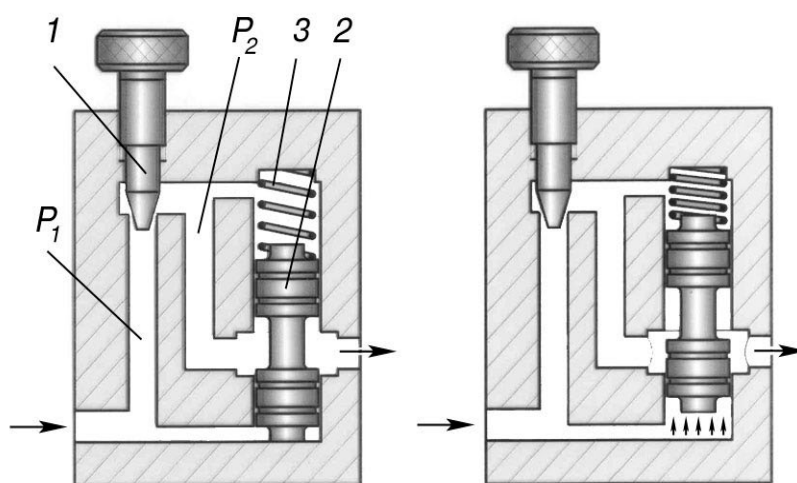


Рисунок 2.2 – Принципиальная схема регулятора расхода

Для перенастройки регулятора расхода необходимо вернуть или вывернуть подвижный элемент гидравлического сопротивления поз. 1, изменяя величину σ_{dp} . Для иллюстрации работы регулятора расхода рассмотрим график на рисунке 2.3.

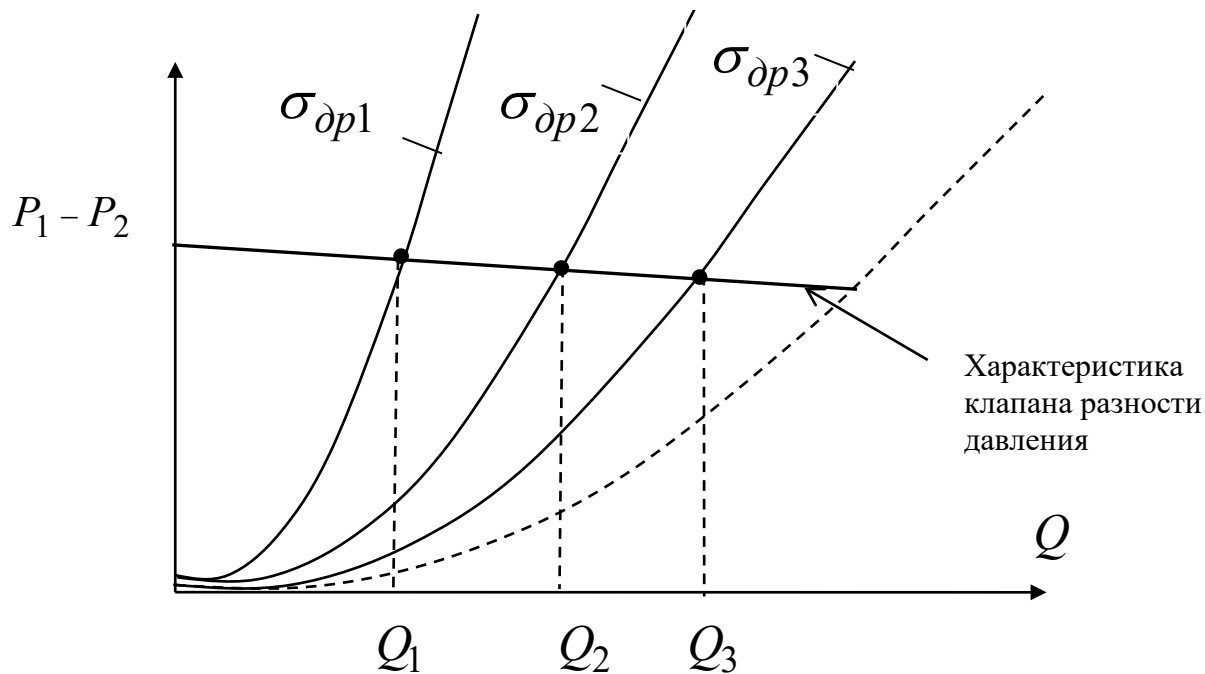


Рисунок 2.3 – Иллюстрация работы регулятора расхода

На рисунке изображена линейная характеристика клапана разности давления. Параболическая зависимость (1) для каждого значения проводимости дросселя ($\sigma_{dp1}, \sigma_{dp2}, \sigma_{dp3}$) будет иметь свой вид. Искомое значение расхода, которую стабилизирует регулятор расхода, можно определить графически, как точку пересечения характеристики клапана разности давления и параболы функции (1) для заданного значения σ_{dp} .

Условные обозначения регулятора расхода по ГОСТ 2.781-96 представлены на рисунке 2.4.

Следует помнить, что регулятор расхода можно использовать для стабилизации расхода только одного направления. В реверсивных режимах он работать не может.

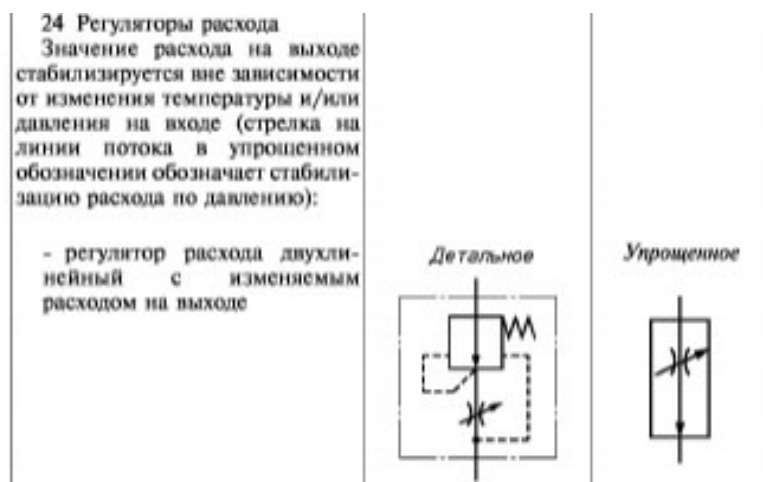


Рисунок 2.4 - Условные обозначения регулятора расхода по ГОСТ 2.781-96

2.2 Делитель потока

Назначение делителя потока – обеспечение заданного соотношения или равенства расходов в двух параллельных гидравлических линиях. Делитель разделяет поток рабочей жидкости на две части и поддерживает определенное соотношение расходов в выходных потоках.

Принципиальная конструктивная схема делителя потока изображена на рисунке 2.5.

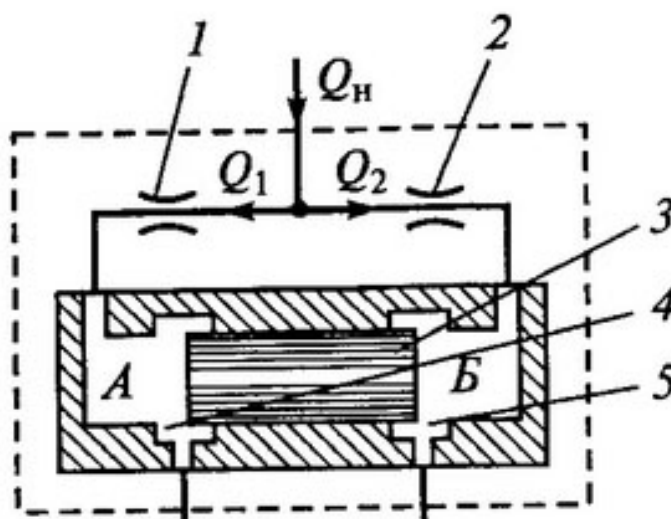


Рисунок 2.5 - Принципиальная конструктивная схема делителя потока

Работа делителя потока основана на принципах, используемых в регуляторах расхода. Для измерения расходов Q_1 , Q_2 в ветвях делителя

конструкция содержит два измерительных гидравлических сопротивления поз. 1, 2. Если делитель предназначен для разделения входного расхода Q_n на две равные части, то проводимость этих гидравлических сопротивлений должна быть одинаковой. Так как входное давление для двух сопротивлений одинаковое, то индикатором текущей величины расхода в ветвях является уровни давления на выходе сопротивлений (в полостях «А» и «Б»). Основным управляющим элементом в делителе является золотник поз. 3. Гидравлическая проводимость двух дросселирующих щелей поз. 4 и поз. 5 определяется положением золотника. Необходимо отметить, что золотник не содержит пружины. Поэтому он будет находиться в неподвижном состоянии только тогда, когда уровни давления в полостях «А» и «Б» будут одинаковы.

Если под влиянием внешних причин расход в одной из ветвей делителя увеличился, например $Q_1 > Q_2$, то давление в полости «А» будет меньше, чем в полости «Б». Золотник поз. 3 сместится влево, уменьшая проходное сечение поз. 4 и увеличивая сечение поз. 5. Как следствие этого, суммарная проводимость левой ветви уменьшится, а правой – увеличится. В установившемся режиме золотник автоматически займет такое положение, чтобы давление в полостях «А» и «Б» стало равным, тем самым обеспечивая равенство расходов Q_1 и Q_2 .

Важно понимать, что делитель потока не стабилизирует сами величины Q_1 , Q_2 . Его задача обеспечить заданное, чаще всего равное, соотношение между выходными расходами. Например, в процессе работы делителя расхода в реальной гидросистеме под влиянием внешних причин один из расходов может стать нулевым ($Q_1 = 0$). Но из-за роста давления в полости «А» золотник сместится в крайне правое положение, полностью перекроет дросселирующую щель поз. 5. Как следствие, расход $Q_2 = 0$.

Если необходимо разделять расход на две неравные части, то проводимости измерительных гидравлических сопротивлений должны находиться в следующем соотношении

$$\frac{\sigma_{dp1}}{\sigma_{dp2}} = k,$$

где k - желаемая кратность соотношения расходов ($Q_1 = k Q_2$).

Условное обозначение делителя потока по ГОСТ 2.781-96 изображено на рисунке 2.6.

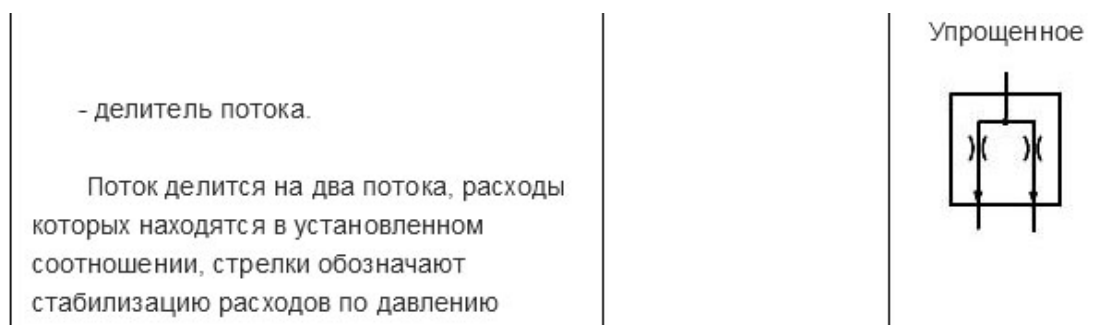


Рисунок 2.5 - Условное обозначение делителя потока по ГОСТ 2.781-96

2.3 Примеры использования регуляторов расхода и делителей потока

Рассмотрим примеры использования рассмотренных устройств регулирования расхода. На рисунке 2.6 изображена принципиальная схема гидросистемы автомобильного подъемника, включающая в свой состав гидравлический источник питания и гидропривод, в состав которого входит трехпозиционный распределитель Р и два гидроцилиндра Ц1, Ц2.

Так как нагрузки на штоки гидроцилиндров (силы F_1, F_2) зависят от положения центра тяжести автомобиля относительно платформы, то при подъеме возможно нарушение их синхронного движения. Это может привести или к заклиниванию всей механической системы, или к потере горизонтальности грузовой платформы. Эту проблему полностью решает делитель потока ДП, который работает при подъеме груза.

Студентам предлагается самостоятельно проанализировать работу гидросистемы во всех режимах и ответить на следующие вопросы:

1. Распределитель Р имеет три позиции. Какие режимы работы подъемника они реализуют?
2. Какую функцию выполняет клапан КО?
3. Какую функцию выполняет клапан КП?
4. С какой целью в гидросистему введено регулируемое сопротивление ДР?

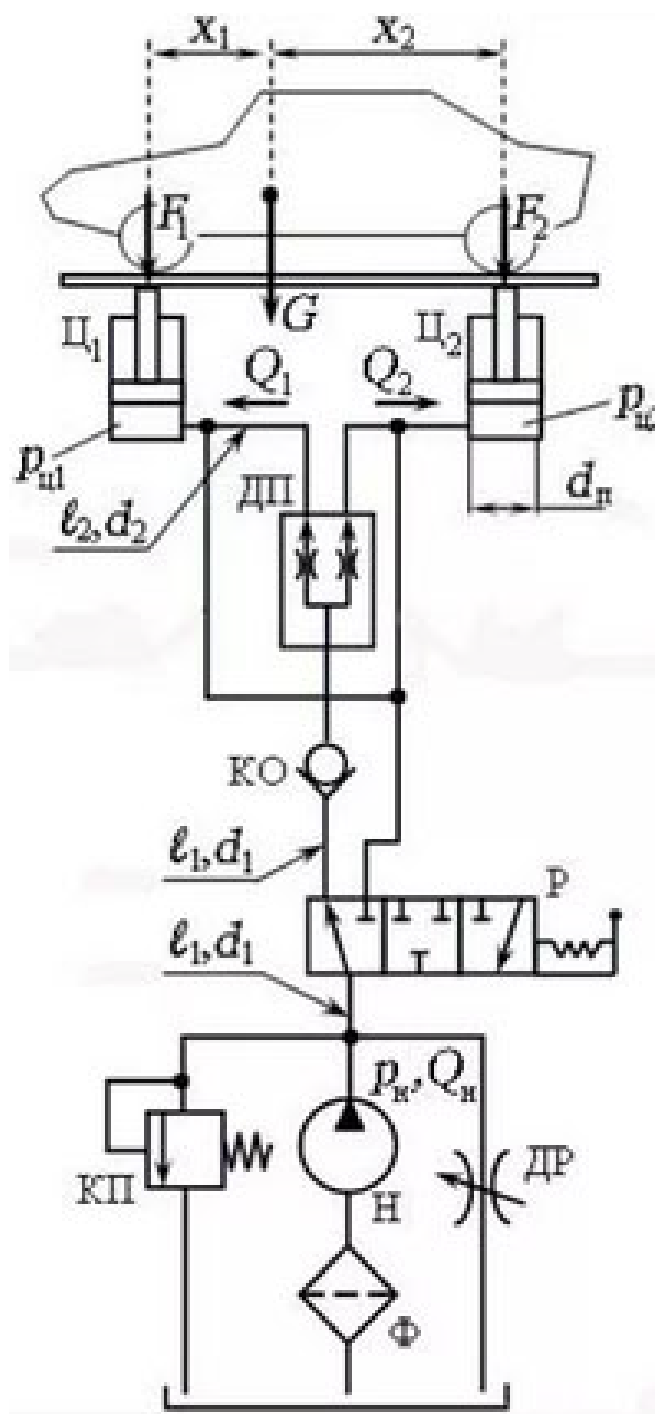


Рисунок 2.6 - Принципиальная схема гидросистемы автомобильного подъемника

На рисунке 2.7 изображен фрагмент гидросистемы строительной машины. Студентам предлагается самостоятельно разобраться в работе гидросистемы, обращая особое внимание на устройства регулирования давления и расхода.

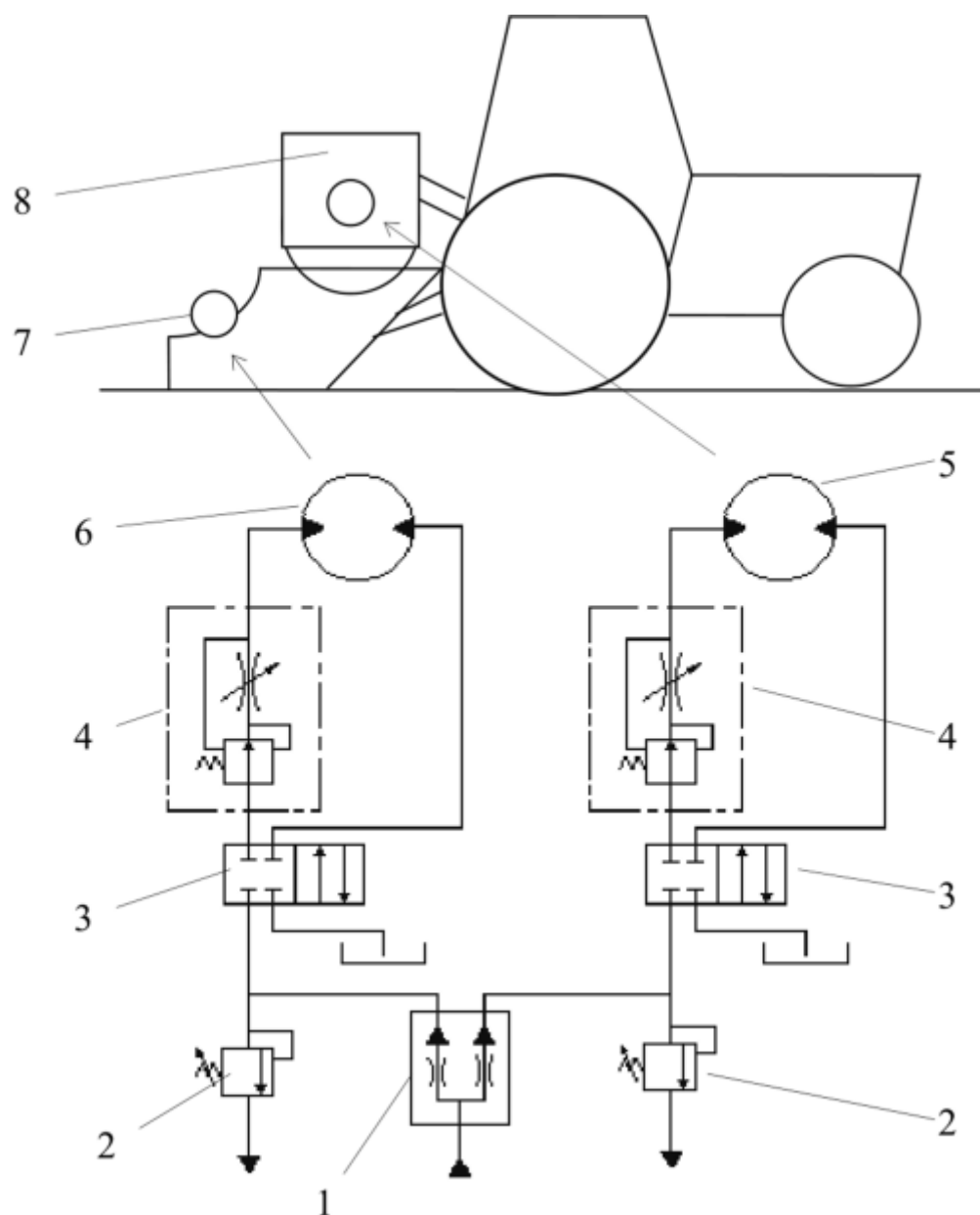


Рисунок 2.7 - Фрагмент гидросистемы строительной машины

Дистанционная лекция № 3 (дата проведения по расписанию - 7 апреля 2020 г.)

3 Гидропривод дроссельного регулирования, подключенный к гидравлическому источнику постоянного давления

Напомним, что в гидроприводе дроссельного регулирования управление скоростью движения выходного звена осуществляется за счет изменения проходных сечений в гидрораспределителе. Типовая схема гидропривода рассматриваемого типа представлена на рисунке 3.1.

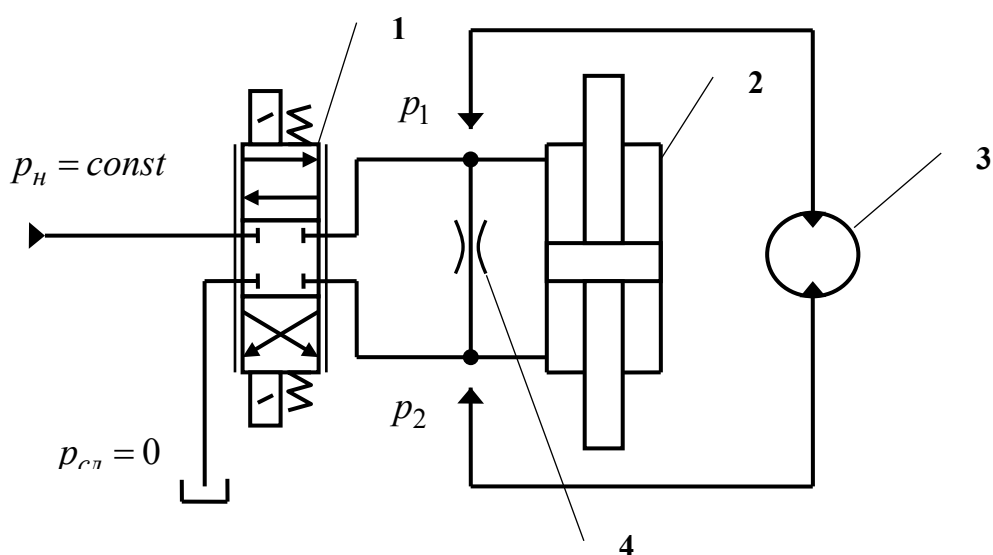


Рисунок 3.1 -Типовая схема гидропривода дроссельного регулирования

Основными компонентами гидропривода являются распределитель поз. 1 и исполнительный гидродвигатель. На рисунке условно изображены два типа гидродвигателя, каждый из которых может быть подключен к распределителю: гидроцилиндр поз. 2 или гидромотор поз. 3. Для учета объемных потерь в схему условно включено гидравлическое сопротивление поз. 4, проводимость которого эквивалентна проводимости негерметичных внутренних каналов в распределителе и гидродвигателе.

В процессе анализа любого привода обычно рассматривают его статические и динамические характеристики.

3.1 Статические характеристики гидропривода дроссельного регулирования

Рассмотрение статических характеристик проведем с учетом следующих положений и допущений, которые уже использовались при анализе характеристик гидравлических распределителей:

1. Гидропривод подключен к идеальному источнику постоянного давления, не имеющему энергетических ограничений и обеспечивающего точную стабилизацию давления, т. е. $p_n = const$. Давление слива в системе примем равным нулю $p_{сл} = 0$.
2. В качестве распределителя используется золотниковый распределитель с одинаковыми прямоугольными дросселирующими щелями нулевого перекрытия.
3. Негерметичность распределителя и гидродвигателя при рассмотрении статических характеристик учитывать не будем.

Вид статических характеристик гидропривода при принятых допущениях определяется расходно-перепадной характеристикой золотникового распределителя, которая была подробно рассмотрена в соответствующем разделе курса. Эквивалентная расчетная схема представлена на рисунке 3.2.

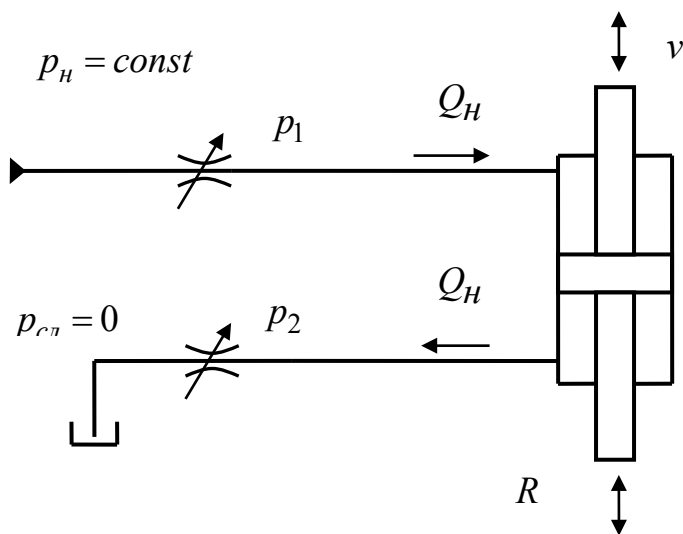


Рисунок 3.2 – Эквивалентная расчетная схема гидропривода дроссельного регулирования

Напомним основные ранее полученные зависимости. Расход через первую дросселирующую щель определяется выражением

$$Q_H = \mu v x \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_n - p_1}, \quad (1)$$

где μ - коэффициент расхода,
 v - ширина щели,

x - величина открытия щели, обусловленная перемещением золотника,
 ρ - плотность рабочей жидкости,
 p_H - давление нагнетания,
 p_1 - давление в полости гидроцилиндра.

Расход через вторую дросселирующую щель можно рассчитать по формуле

$$Q_H = \mu v x \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_2 - p_{cl}}, \quad (2)$$

где p_2 - давление в полости гидроцилиндра.

Для перехода к величине перепада давления в полостях цилиндра $\Delta p = p_1 - p_2$ возведем уравнения (1) и (2) в квадрат и сложим их. В результате получим выражение

$$Q_H = \mu v x \sqrt{\frac{1}{\rho}} \sqrt{p_H - \Delta p}. \quad (3)$$

Если не учитывать механические и объемные потери в гидроцилиндре, то величина усилия на штоке связана с перепадом давления простым соотношением

$$R = F_{\text{ш}} \Delta p,$$

где $F_{\text{ш}}$ - площадь поршня цилиндра.

Скорость движения штока цилиндра определяется выражением

$$v = \frac{Q_H}{F_{\text{ш}}}.$$

Можно получить аналогичные зависимости для варианта гидропривода с использованием гидромотора.

Момент на валу гидромотора

$$M = \frac{q}{2\pi} \Delta p,$$

где q - рабочий объем гидромотора.

Угловая частота вращения вала

$$\omega = \frac{2\pi Q_H}{q}.$$

Проведем преобразование зависимости (3), заменяя гидравлические координаты $Q_H, \Delta p$ на выходные координаты гидропривода (v, R или ω, M).

В итоге получим уравнение статической характеристики гидропривода в виде:

для варианта с гидроцилиндром

$$v = \frac{\mu v x}{(F_{\text{ш}})^{1,5}} \sqrt{\frac{1}{\rho}} \sqrt{R_{\text{max}} - R}, \quad (4)$$

для гидропривода с гидромотором

$$\omega = \frac{\mu \nu x}{\left(\frac{q}{2\pi}\right)^{1,5}} \sqrt{\frac{1}{\rho}} \sqrt{M_{\max} - M}. \quad (5)$$

В формулах (4) и (5) введено обозначение максимального усилия на штоке

$$R_{\max} = F_{\mu} p_H$$

и максимального момента на валу гидромотора

$$M_{\max} = \frac{q}{2\pi} p_H.$$

Величину максимальной скорости движения штока (скорости холостого хода) можно рассчитать по формуле

$$v_{xx} = \frac{\mu \nu x_{\max}}{(F_{\mu})^{1,5}} \sqrt{\frac{1}{\rho}} \sqrt{R_{\max}}.$$

Если перейти к нормированным координатам:

$$\bar{v} = \frac{v}{v_{xx}}, \quad \bar{x} = \frac{x}{x_{\max}}, \quad \bar{R} = \frac{R}{R_{\max}},$$

то уравнение (4) можно преобразовать к более наглядному и удобному для анализа виду

$$\bar{v} = \bar{x} \sqrt{1 - \bar{R}}. \quad (6)$$

Аналогичные зависимости для гидропривода с гидромотором будут иметь следующий вид:

величина максимальной угловой частоты вращения вала

$$\omega_{xx} = \frac{\mu \nu x_{\max}}{\left(\frac{q}{2\pi}\right)^{1,5}} \sqrt{\frac{1}{\rho}} \sqrt{M_{\max}};$$

нормированные координаты

$$\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_{xx}}, \quad \bar{M} = \frac{M}{M_{\max}};$$

уравнение статической характеристики

$$\bar{\omega} = \bar{x} \sqrt{1 - \bar{M}}. \quad (7)$$

Так как полученные зависимости для двух вариантов (с гидроцилиндром и гидромотором) имеют аналогичный вид, то в дальнейшем будем рассматривать только гидропривод с гидроцилиндром.

Анализ полученных зависимостей удобно провести, рассматривая три отдельные характеристики, каждая из которых содержит взаимную зависимость только двух координат.

Зависимость $\bar{v} = f(\bar{R})$ при $\bar{x} = const$ носит название «механическая характеристика». Механическая характеристика дает полное представление об энергетических возможностях гидропривода.

Вид механической характеристики гидропривода дроссельного регулирования представлен на рисунке 3.3.

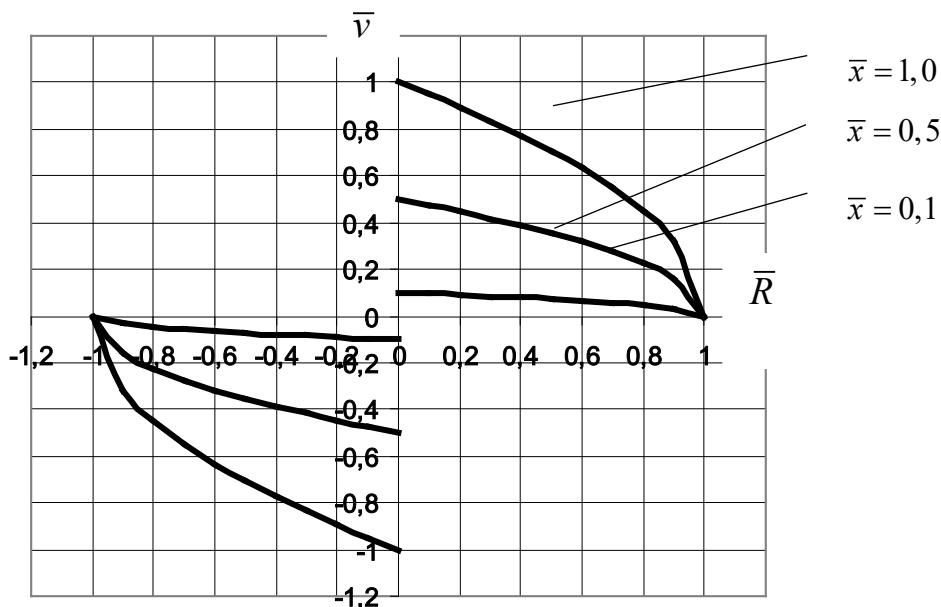


Рисунок 3.3 - Механическая характеристика гидропривода дроссельного регулирования

Вид механической характеристики позволяет сделать ряд общих важных выводов:

1. Скорость движения штока гидроцилиндра (или вала гидромотора) в гидроприводе дроссельного регулирования уменьшается при увеличении нагрузки. При нагрузке, равной $R_{\max} = F_{\text{ц}} p_H$, скорость снижается до нулевого уровня. Кривая механической характеристики при $\bar{x} = 1,0$, называемая предельной характеристикой, определяет зону возможных режимов работы гидропривода. Если текущий режим отобразить точкой с координатами (\bar{v}_i, \bar{R}_i) , то эта точка не может выходить из зоны, ограниченной предельной механической характеристикой.

2. Свойство гидропривода дроссельного регулирования снижать скорость при увеличении нагрузки «слабеет» при уменьшении сигнала управления (значения \bar{x}). Из графиков видно, что кривая $\bar{v} = f(\bar{R})$ при $\bar{x} = 0,1$ уже практически параллельна горизонтальной оси. Такая механическая характеристика называется «жесткая». Далее мы проанализируем, как это свойство влияет на динамические характеристики привода.

3. По аналитическому выражению механической характеристики можно определить оптимальные с энергетической точки зрения режимы работы гидропривода.

Нормированное значение выходной мощности можно рассчитать по следующей зависимости

$$\bar{N} = \bar{R}\bar{v} = \bar{R}\bar{x}\sqrt{1-\bar{R}}.$$

Определим режим работы гидропривода, при котором с него снимается максимальная мощность. Для этого найдем параметры экстремума функции $\bar{N}(\bar{R})$.

$$\text{Из решения уравнения } \frac{\partial \bar{N}(\bar{R})}{\partial \bar{R}} = \sqrt{1-\bar{R}} - \frac{\bar{R}}{2\sqrt{1-\bar{R}}} = 0,$$

получаем, что точка экстремума достигается при нагрузке на гидропривод, равной $\bar{R} = 2/3$.

Если использовать не нормированные, а физические координаты, то максимальная мощность достигается при

$$R = 0,66R_{\max} = 0,66F_{\text{ц}}p_H.$$

Рассмотрим вторую статическую характеристику, в качестве которой выступает семейство графиков $\bar{v} = f(\bar{x})$ при $\bar{R} = \text{const}$. Это семейство носит название «скоростная характеристика». Отметим, что статические характеристики привода, в которых в качестве аргумента выступает сигнал управления, относят к классу регулировочных. По виду таких характеристик анализируется управляемость системы. Вид скоростных характеристик гидропривода дроссельного регулирования представлен на рисунке 3.4.

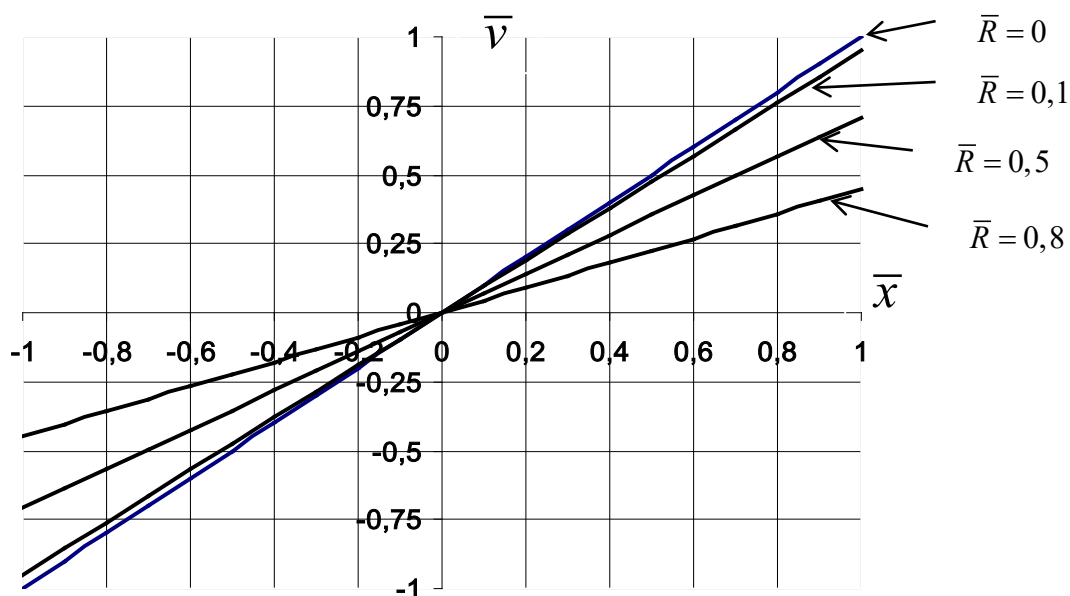


Рисунок 3.4 – Скоростная характеристика гидропривода дроссельного регулирования

Видно, что скоростная характеристика гидропривода дроссельного регулирования имеет линейный тип, что следует и из вида формулы (6). Крутизна графиков уменьшается с ростом нагрузки на привод.

Под силовой регулировочной характеристикой понимается функция $\bar{R} = f(\bar{x})$ для заторможенного гидродвигателя ($\bar{v} = 0$). Учитывая тот факт, что перепадная характеристика золотникового распределителя имеет релейную форму, то и силовая характеристика гидропривода будет иметь тот же характер (см. рисунок 3.5).

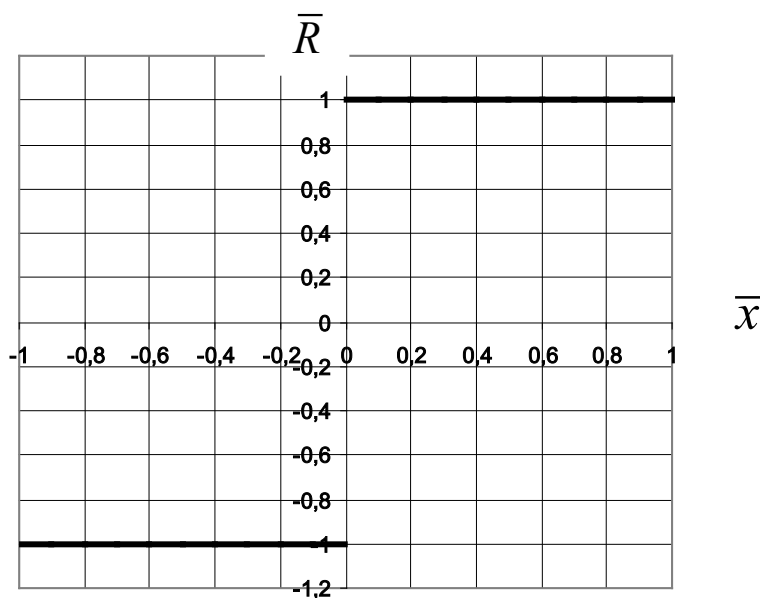


Рисунок 3.5 – Силовая характеристика гидропривода дроссельного регулирования

Контрольные вопросы по материалам лекции:

1. Почему для рассматриваемого гидропривода использован термин «дроссельного регулирования»?
2. Какая статическая характеристика золотникового распределителя является аналогом механической характеристики гидропривода?
3. Какой геометрический параметр гидромотора является определяющим при расчете статических характеристик гидропривода?
4. При увеличении уровня управляющего сигнала на гидропривод жесткость механической характеристики увеличивается?
5. При снижении нагрузки на привод крутизна скоростной характеристики увеличивается?
6. При уменьшении площади поршня гидроциндра скорость движения его штока уменьшается или возрастает? Предполагается, что остальные параметры гидропривода остаются неизменными.

Дистанционная лекция № 4 (дата проведения по расписанию - 7 апреля 2020 г.)

Продолжим изучение характеристик гидропривода дроссельного регулирования.

3.2 Динамические характеристики гидропривода дроссельного регулирования

Составим динамическую модель гидропривода, используя ранее сделанные допущения.

Ранее было получено выражение статической характеристики золотникового распределителя в форме

$$Q_H = \mu v x \sqrt{\frac{1}{\rho}} \sqrt{p_H - \Delta p}.$$

Проведем линеаризацию этого выражения путем разложения в ряд Тейлора в окрестности точки с координатами $x = x_0$, $\Delta p = p_0$:

$$Q_H = \frac{\partial Q_H}{\partial x} x + \frac{\partial Q_H}{\partial \Delta p} \Delta p,$$

где

$$\frac{\partial Q_H}{\partial x} = \mu v \sqrt{\frac{1}{\rho}} \sqrt{p_H - p_0} = k_Q \quad - \text{коэффициент усиления золотникового}$$

распределителя по расходу;

$$\frac{\partial Q_H}{\partial \Delta p} = -\frac{\mu v x_0}{2\sqrt{p_H - p_0}} \sqrt{\frac{1}{\rho}} = -k_{QP} \quad - \text{коэффициент нежесткости расходно-}$$

перепадной характеристики.

С учетом сделанных обозначений линеаризованная статическая характеристика золотникового распределителя будет иметь следующий вид

$$Q_H = K_Q x - K_{QP} \Delta p. \quad (1)$$

Рассмотрим составляющие расхода с точки зрения нагрузки. Расчетная схема изображена на рисунке 3.6.

Расход, поступающий из распределителя, идет на компенсацию следующих составляющих

$$Q_H = Q_c + Q_{сж1} + Q_n, \quad (2)$$

где $Q_2 = F_y v$ - геометрический расход, который идет на компенсацию перемещения поршня цилиндра;

$Q_{сж1} = \beta W \frac{dp_1}{dt}$ - расход компенсации объемного сжатия рабочей жидкости в полости с давлением p_1 , β - коэффициент сжимаемости рабочей жидкости, W - объем жидкости в полости;

$Q_n = k_n \Delta p$ - расход объемных потерь (расход перетечек), k_n - линеаризованная проводимость внутренних каналов.

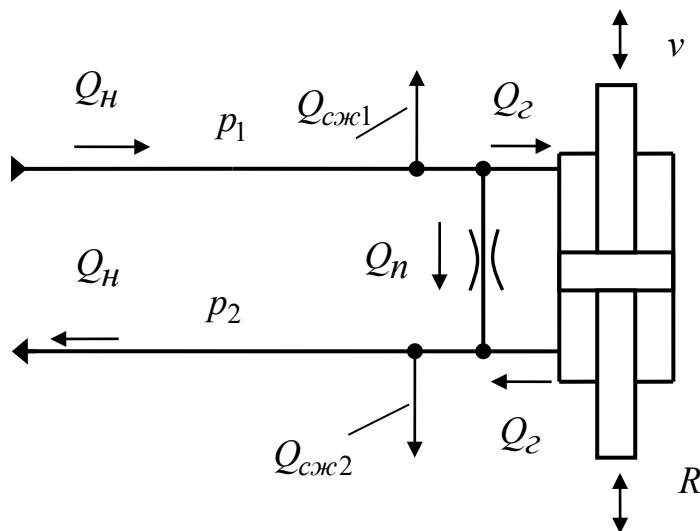


Рисунок 3.6 - Расчетная схема баланса расходов

Расход, поступающий в распределитель из гидроцилиндра, содержит следующие составляющие

$$Q_n = Q_2 - Q_{сж2} + Q_n, \quad (3)$$

где $Q_{сж2} = \beta W \frac{dp_2}{dt}$ - расход компенсации объемного сжатия рабочей жидкости в полости с давлением p_2 .

Складывая выражения (2) и (3) используя обозначение $\Delta p = p_1 - p_2$, получим

$$2Q_n = 2F_y v + \beta W \frac{d\Delta p}{dt} + 2k_n \Delta p,$$

или

$$Q_n = F_y v + 0,5 \beta W \frac{d\Delta p}{dt} + k_n \Delta p. \quad (4)$$

Приравнявая (1) и (4) получим уравнение расходов в окончательной форме

$$K_Q x - K_{QP} \Delta p = F_u v + 0,5 \beta W \frac{d\Delta p}{dt} + k_n \Delta p. \quad (5)$$

В общем случае в процессе работы гидропривода на гидроцилиндр могут действовать внешние силы различной физической природы. Зависимость отдельных сил от выходных координат гидропривода (перемещений, скоростей или ускорений) могут иметь линейную форму или описываться нелинейными зависимостями. Наиболее типичная нагрузка включает в свой состав инерционную, скоростную и позиционную составляющую. Напомним, что под инерционной составляющей нагрузки понимаются сила, величина которой зависит от ускорения. Скоростная нагрузка проявляется в виде гидродинамического сопротивления движению тела в жидкой среде. Позиционная нагрузка возникает, например, в случае при использовании пружинных механизмов. Кроме того, на гидропривод могут действовать статическая, независимая от параметров движения, нагрузка. Типовая схема нагружения гидропривода приведена на рисунке 3.7.

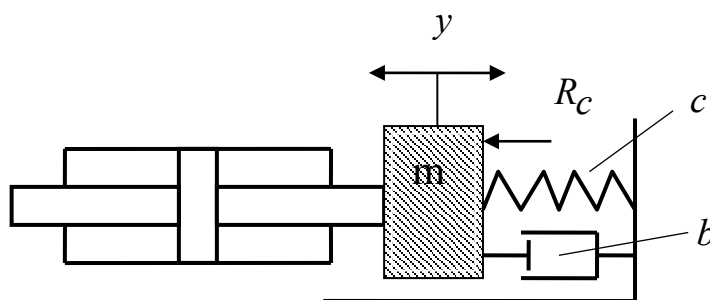


Рисунок 3.7 -Схема действующих нагрузок на гидропривод

Уравнение движения поршня гидроцилиндра для типичного варианта его нагружения запишем в следующей форме

$$F_u \Delta p = m \frac{d^2 y}{dt^2} + b \frac{dy}{dt} + c y + R_c, \quad (6)$$

где m - масса нагрузки;

b - коэффициент скоростного (вязкого) трения;

c - жесткость пружинной (позиционной) нагрузки;

R_c - статическая нагрузка;

y - перемещение поршня гидроцилиндра.

Таким образом, математическая модель гидропривода дроссельного регулирования определяется системой уравнений (5) и (6).

Перейдем в операционной форме записи уравнений, одновременно группируя слагаемые, получим:

$$K_Q x(s) - F_y s y(s) = (0,5\beta W s + k_n + K_{QP}) \Delta p(s).$$

$$F_y \Delta p(s) = (ms^2 + bs + c) y(s) + R_c(s).$$

Структурная схема разработанной математической модели представлена на рисунке 3.8.

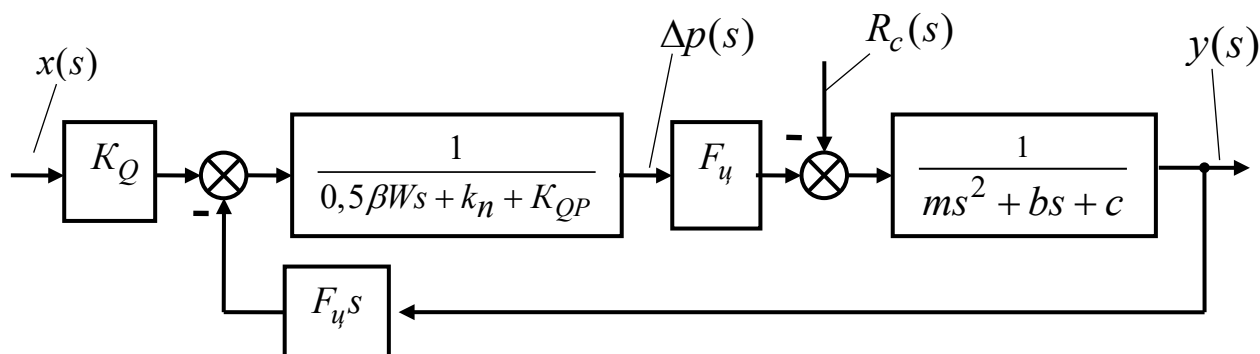


Рисунок 3.8 – Структурная схема математической модели гидропривода дроссельного регулирования

Проведем небольшой анализ полученной математической модели.

Как мы видим, прямой тракт гидропривода содержит два динамических звена.

Первое, аperiodическое звено описывает динамику чисто гидравлических процессов в гидроприводе. Постоянную времени этого звена

$$\tau_z = \frac{0,5\beta W}{k_n + K_{QP}} - \text{часто называют гидравлической постоянной времени.}$$

Можно отметить, что при увеличении сжимаемости рабочей жидкости (увеличении коэффициента β), увеличении объема полостей между гидрораспределителем и гидроцилиндром (увеличении W) скорость нарастания перепада давления снижается, что уменьшает быстродействие всего гидропривода.

Параметры второго, колебательного звена целиком определяется только свойствами нагрузки. Поэтому постоянную времени этого звена

$$\tau_M = \sqrt{\frac{m}{c}}$$

называют механической постоянной времени.

Для определения вида передаточной функции гидропривода необходимо произвести структурное преобразование. Но очевидно, что для выбранного варианта передаточная функция будет иметь достаточно сложный вид. Если математическую модель упростить, не учитывая сжимаемость рабочей жидкости, то передаточная функция будет иметь вид колебательного звена вида

$$W_{zn}(s) = \frac{y(s)}{x(s)} = \frac{k_{zn}}{(T_{zn}^2 s^2 + 2\zeta T_{zn} s + 1)},$$

где $k_{zn} = \frac{K_Q F_y}{c(k_n + K_{QP})}$ - коэффициент усиления гидропривода;

$T_{zn} = \sqrt{\frac{m}{c}}$ - постоянная времени гидропривода;

$\zeta = \frac{(b + \frac{F_y^2}{(k_n + K_{QP})c})}{2\sqrt{m/c}}$ - коэффициент колебательности гидропривода.

3.3 Гидропривод дроссельного регулирования с внутренней единичной обратной связью по положению нагрузки.

Рассмотренный в предыдущем разделе гидропривод не является законченной системой автоматического управления. По существу он является неизменяемой частью системы. Для решения задач автоматического управления такой гидропривод должен быть дооснащён датчиком выходной координаты и электронной частью, в которой реализуется сам алгоритм управления.

Тем не менее, существует класс гидроприводов, в котором задача автоматического управления реализуется без использования электронной части только гидромеханическими методами. Рассмотрим несколько примеров таких гидроприводов дроссельного регулирования. На рисунке 3.9 представлена принципиальная схема гидропривода дроссельного регулирования с единичной обратной связью по положению.

Гидропривод содержит золотниковый распределитель и гидроцилиндр. Главной особенностью гидропривода является то, что шток гидроцилиндра поз. 3 механически связан с гильзой (корпусом) поз. 2 распределителя. Гидропривод работает следующим образом. Сигналом управления является перемещение x золотника поз. 1. При открытии щелей распределителя рабочая жидкость поступает в полости гидроцилиндра, вызывая движение поршня и нагрузки на привод. С началом перемещения y , за счет наличия механической связи между плунжером поз. 4 и гильзой золотника проходное сечение уменьшается. Движение прекратится в тот момент, когда проходное сечение полностью закроется. Это произойдет при $y = x$.

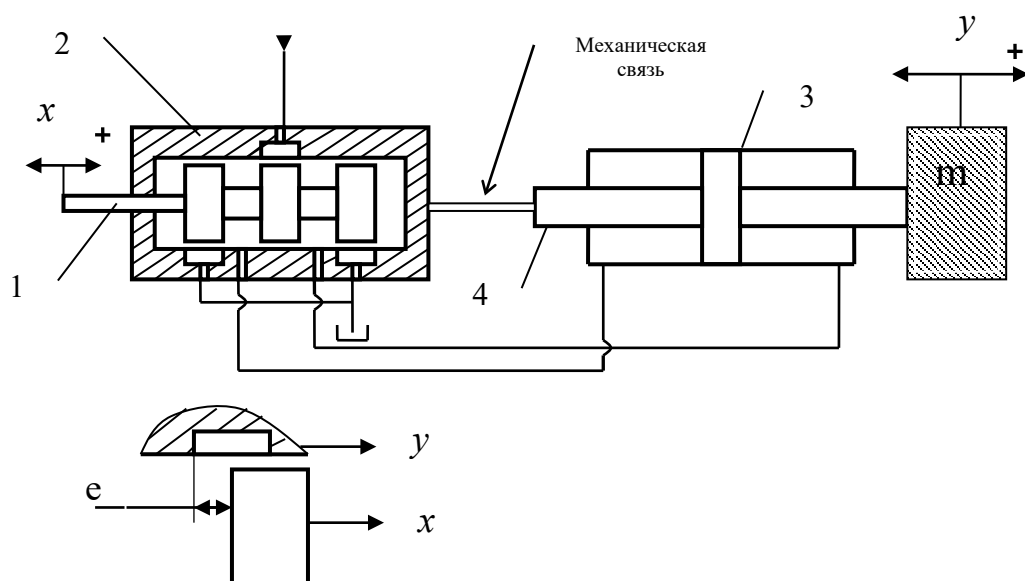


Рисунок 3.9 - Принципиальная схема гидропривода дроссельного регулирования с единичной обратной связью по положению.

В таком распределителе расход, поступающий в гидроцилиндр, определяется выражением

$$Q_H = \mu v e \sqrt{\frac{1}{\rho}} \sqrt{p_H - \Delta p},$$

где $e = (x - y)$ - размер открытого дросселирующего окна распределителя.

Уравнение расходов будет иметь следующий вид

$$K_Q(x - y) - K_{QP}\Delta p = F_y v + 0,5\beta W \frac{d\Delta p}{dt} + k_n \Delta p,$$

а в операторной форме

$$K_Q(x(s) - y(s)) - F_y s y(s) = (0,5\beta W s + k_n + K_{QP}) \Delta p(s).$$

Структурная схема гидропривода с единичной обратной связью представлена на рисунке 3.10.

Из рисунка видно, что такой гидропривод является классической системой автоматического регулирования, в которой перемещение золотника x является задающим воздействием на систему. Золотниковый распределитель кроме выполнения своей основной функции, формирует сигнал ошибки $e = (x - y)$ между задающим воздействием и значением выходной координаты.

Как в любой системе автоматического регулирования в гидроприводе с единичной обратной связью должны быть обеспечены все требования по качеству и устойчивости регулирования.

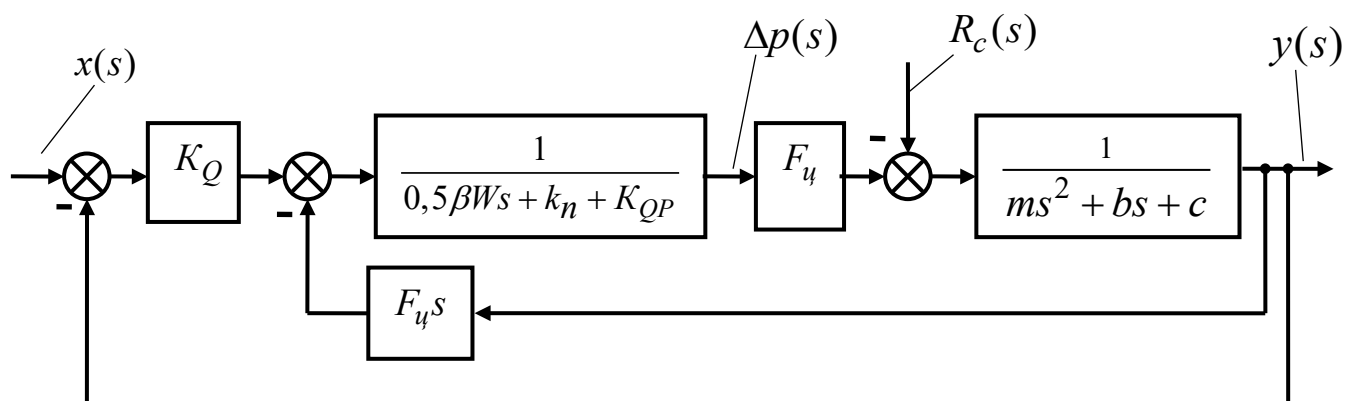


Рисунок 3.10 - Структурная схема гидропривода с единичной обратной связью

Рассмотренный вариант гидропривода широко используется в различных областях техники. Например, в токарных и фрезерных копировальных станках гидропривод реализуется с использованием внутренней обратной связи. На рисунке 3.11 приведена принципиальная схема токарного копировального станка, в котором поперечное перемещение резца поз. 2 формируется автоматически по заданной геометрии эталонной детали (копира) поз. 10. С поверхностью копира постоянно контактирует толкатель поз. 9 золотникового распределителя поз. 6. Студентам предлагается самостоятельно детально разобраться с работой данного гидропривода.

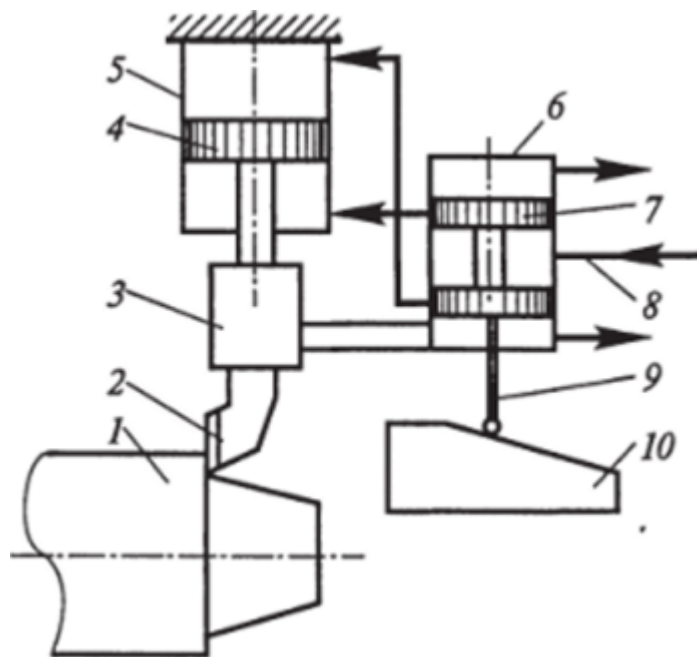


Рисунок 3.11 -Принципиальная схема токарного копировального станка

В гидроприводе с единичной обратной связью невозможно реализовать значительные перемещения нагрузки, так как для этого золотник должен

тоже иметь возможность больших перемещений. Этот недостаток устраняется в гидроприводе с неединичной обратной связью. При сохранении общего принципа регулирования в конструкцию такого гидропривода вводится механическая передача между поршнем цилиндра и гильзой распределителя (рисунок 3.12).

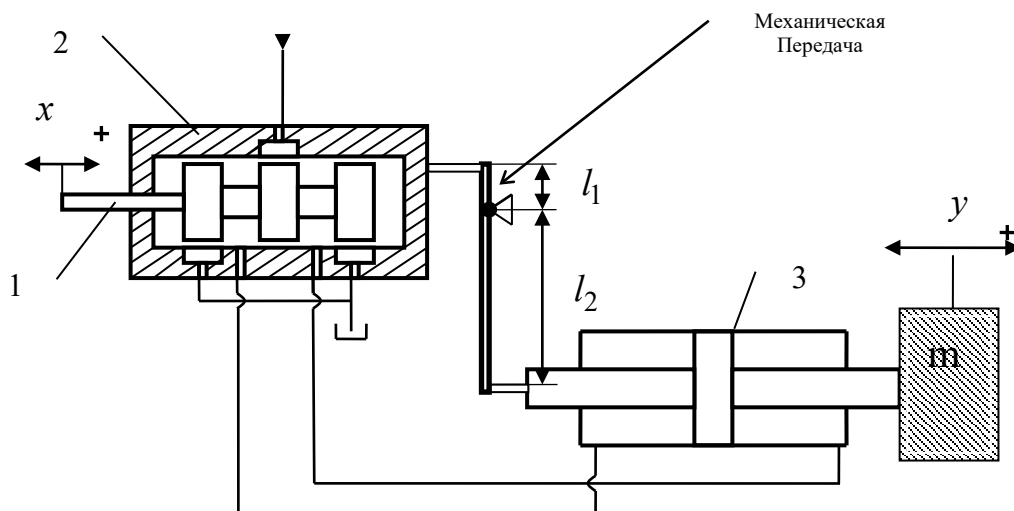


Рисунок 3.12 - Принципиальная схема гидропривода дроссельного регулирования с неединичной обратной связью по положению.

Коэффициент механической передачи в гидроприводе является коэффициентом в обратной связи $k = l_1 / l_2$.

Структурная схема гидропривода с неединичной обратной связью представлена на рисунке 3.13.

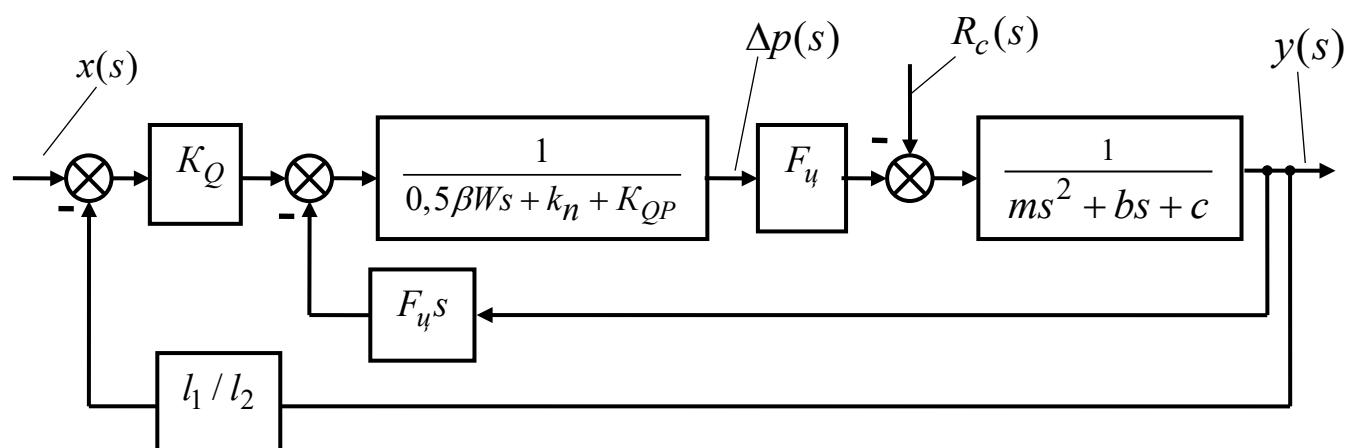


Рисунок 3.13 - Структурная схема гидропривода с неединичной обратной связью