

Министерство образования Российской Федерации
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Владимирский государственный университет
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»
Кафедра теплогазоснабжения, вентиляции и гидравлики

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

Методические указания по курсам
«Гидравлика» и «Механика жидкостей и газов»

В двух частях

Часть 2. Гидравлические приводы, гидроаппаратура, устройства
гидроавтоматики

Составитель
К.И. ЗУЕВ



Владимир 2011

УДК 62-82
ББК 34.447.3
Г46

Рецензент

Доктор технических наук, профессор
кафедры теплогазоснабжения, вентиляции и гидравлики
Владимирского государственного университета
А.И. Евдокимов

Печатается по решению редакционного совета
Владимирского государственного университета

Гидравлические системы : метод. указания по курсам «Гидравлика» и «Механика жидкостей и газов». В 2 ч. Ч. 2. Гидравлические приводы, гидроаппаратура, устройства гидроавтоматики / Владим. гос. ун-т ; сост. К. И. Зуев. – Владимир : Изд-во Владим. гос. ун-та, 2011. – 44 с.

В первой части рассмотрены насосы и гидродвигатели различных конструкций, их характеристики и отличительные особенности, во второй части – вопросы принципа действия гидроаппаратуры и гидроприводов двух основных типов – с дроссельным и объемным управлением, проанализированы законы их функционирования.. Соответствуют программе курсов «Механика жидкостей и газов» и «Гидравлика».

Предназначены для студентов 2 – 3-го курсов специальностей 140500 – энергомашиностроение, 140501 – двигатели внутреннего сгорания, 150204 – машины и технология литейного производства, 150206 – технологические машины и оборудование, 150101 – технология машиностроения, 190601 – автомобили и автомобильное хозяйство, 280102 – безопасность технологических процессов и производств. очной и заочной форм обучения.

Рекомендованы для формирования профессиональных компетенций в соответствии с ФГОС 3-го поколения.

Ил. 33. Библиогр.: 4 назв.

УДК 62-82
ББК 34.447.3

1. ГИДРОАППАРАТУРА

1.1. Устройства (аппараты) распределения и регулирования

Распределительные устройства предназначены для управления потоком рабочей жидкости. Распределители направляют рабочую жидкость к соответствующему исполнительному механизму, а также осуществляют реверсирование гидромеханизмов.

По конструктивному выполнению распределители жидкости разделяют в основном на три типа:

- а) золотниковый распределитель;
- б) крановый распределитель;
- в) клапанный распределитель.

Под рабочим окном понимают проходное сечение гидроаппарата, в котором непосредственно изменяются параметры потока рабочей жидкости.

Золотниковые распределители

Рабочий орган золотникового распределителя цилиндрического типа – цилиндрический плунжер, на котором выполнено соответствующее количество кольцевых проточек, перемещающийся в осевом направлении в корпусе (втулке, гильзе) золотника, в котором расположены каналы (окна, выточки) для подвода и отвода жидкости.

По количеству подключенных внешних линий (каналов питания), по которым рабочая жидкость подводится к распределителю и отводится от него, различают четырехлинейные (четырёхходовые), трехлинейные и двухлинейные распределители.

Распределители могут иметь два, три и более фиксированных положений рабочего органа. В соответствии с количеством таких положений они делятся на двух-, трех- и многопозиционные.

Рассмотрим схему четырехходового золотникового распределителя (рис. 1):

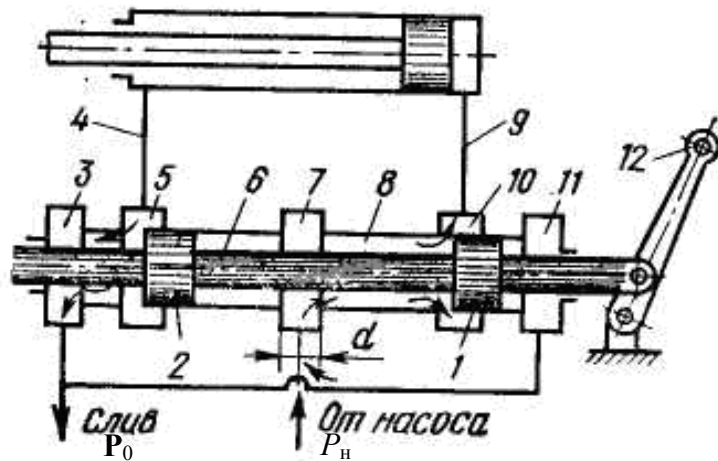


Рис. 1. Схема четырехходового золотникового распределителя: 1, 2 – уплотнительные пояски; 3, 5, 7, 10, 11 – кольцевые выточки; 4, 9 – трубопроводы; 6 – плунжер; 8 – корпус золотникового гидрораспределителя; 12 – рукоятка для ручного реверсирования двигателя гидроцилиндра; P_n – давление на входе распределителя со стороны насоса; P_0 – давление на сливе; d – диаметр уплотнительного пояса

При положении, указанном на рис. 1, выточка 5 перекрыта пояском 2 и жидкость от насоса идет через выточку 7 и 10 и далее по трубопроводу 9 в правую поршневую плоскость гидроцилиндра. Поршень, совершая рабочий ход и двигаясь справа налево, будет вытеснять жидкость по трубопроводу 4 через выточки 3 и 5 через золотник на слив в гидробак. Для реверсирования движения поршня гидроцилиндра золотник перемещают (в данном случае вручную) влево, при этом выточка 10 будет перекрыта, а откроется выточка 5 для входа жидкости от насоса и поршень гидроцилиндра пойдет слева направо.

Обозначим δ – зазор между уплотнительными поясками и корпусом распределителя; h – ширина уплотнительного пояса; t – ширина кольцевой выточки; x – смещение золотника от нейтрального положения.

При $x > 0$ происходит дросселирование жидкости в окнах 5 и 10 с потерей энергии, которая выражается в потере давления:

$$\Delta P_1 = P_n - P_1 \quad \text{и} \quad \Delta P_2 = P_2 - P_0,$$

где P_1 – давление на выходе распределителя в правую поршневую плоскость гидроцилиндра; P_2 – давление на выходе распределителя в левую поршневую плоскость гидроцилиндра.

Площадь рабочего (дросселирующего) окна в зависимости от конструкции золотника может изменяться либо прямо пропорционально смещению золотника x , либо по закону, который необходим для регулирования системы.

При $h = t$ распределитель называют с нулевым перекрытием, $h > t$ – с положительным перекрытием (с перекрытием); $h < t$ – с отрицательным перекрытием (с протоком).

В зависимости от соотношения h и t распределители при среднем положении золотника могут обеспечивать различные варианты соединения полостей гидродвигателя с линиями нагнетания и слива (рис. 2).

Расход жидкости через золотниковый распределитель определяют согласно уравнению

$$Q = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta P} = \mu \cdot \pi \cdot dx \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_H - P_1)}, \quad SQ = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta P} = \mu \cdot \pi \cdot dx \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_H - P_1)},$$

где μ – коэффициент расхода, $\mu = 0,62 - 0,65$; ΔP – перепад давления ($\Delta P_1 = P_H - P_1$); S – площадь сечения проходной щели золотника; $\pi \cdot dx$; ρ – плотность жидкости.

При нулевом давлении нагрузки двигателя ($P_1 = 0$) уравнение расхода через золотник имеет вид:

$$Q = \mu \cdot \pi \cdot x \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot P_H} = k \cdot x, \quad SQ = \mu \cdot \pi \cdot x \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot P_H} = k \cdot x,$$

где k – коэффициент усиления по расходу, $k = \mu \cdot \pi \cdot d \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot P_H}$.

В идеальном золотниковом распределителе расход Q линейно зависит от сигнала управления (перемещения золотника) x .

При увеличении P_1 расход через распределитель при x и $P_H = \text{const}$ уменьшается. Это явление (дроссельный эффект) снижает жесткость механи-

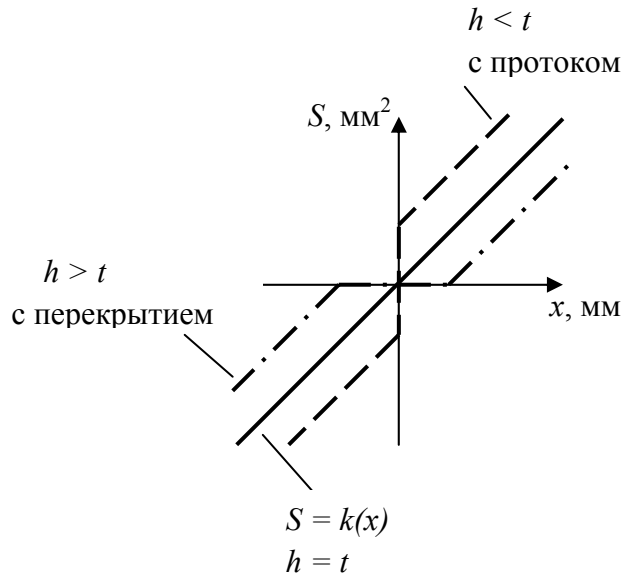


Рис. 2. Зависимость приходного сечения рабочего окна при перемещении золотника

ческой характеристики гидропривода и вызывает скольжение гидродвигателя под действием нагрузки.

Золотник можно перемещать вручную, механическим, электрическим способом, гидравлическим и пневматическим приводом.

Крановые распределители

Крановые распределители – устройства, в которых жидкость распределяется с помощью поворота пробки крана (рис. 3).

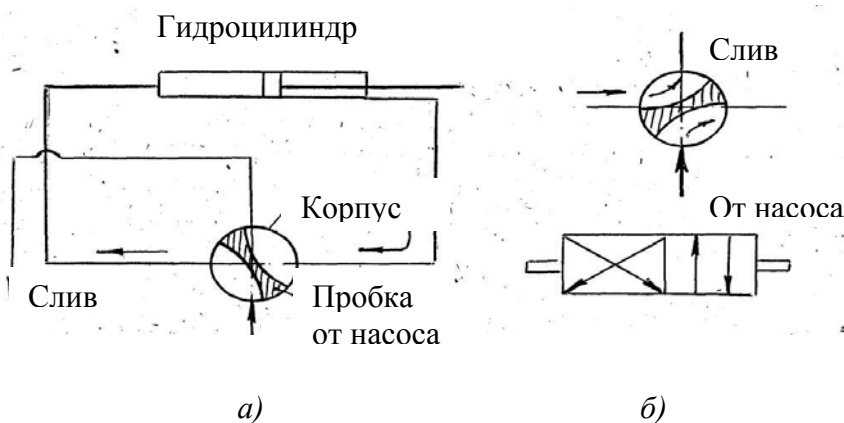


Рис. 3. Крановый распределитель: а – схема, б – графическое изображение

Клапанные распределители

Клапанные распределители – устройства, в которых распределение жидкости осуществляется путем последовательного открытия и закрытия рабочих окон с помощью клапанов (затворов) различных конструкций (тарельчатых, шариковых и др.) (рис. 4, 5).

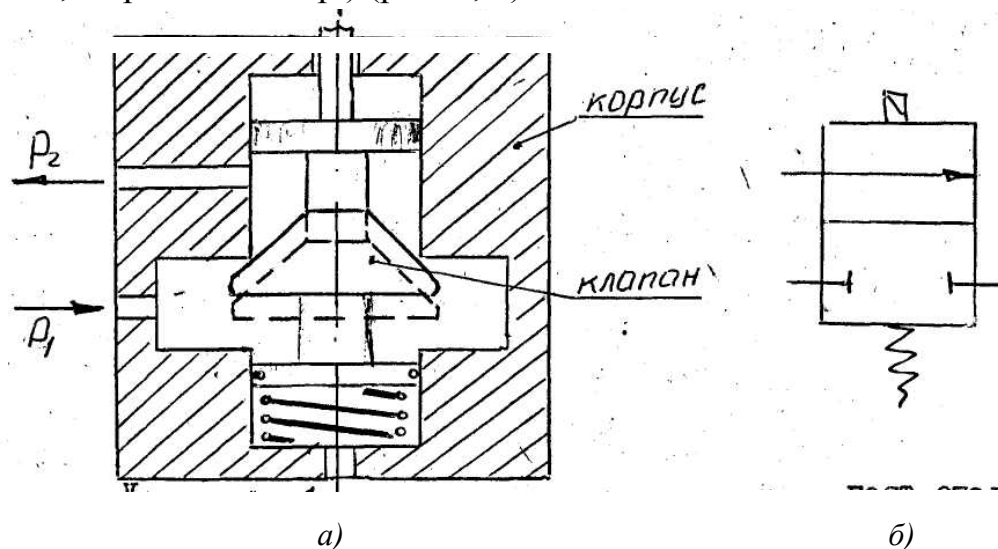


Рис. 4. Клапанный распределитель: а – элемент; б – графическое изображение

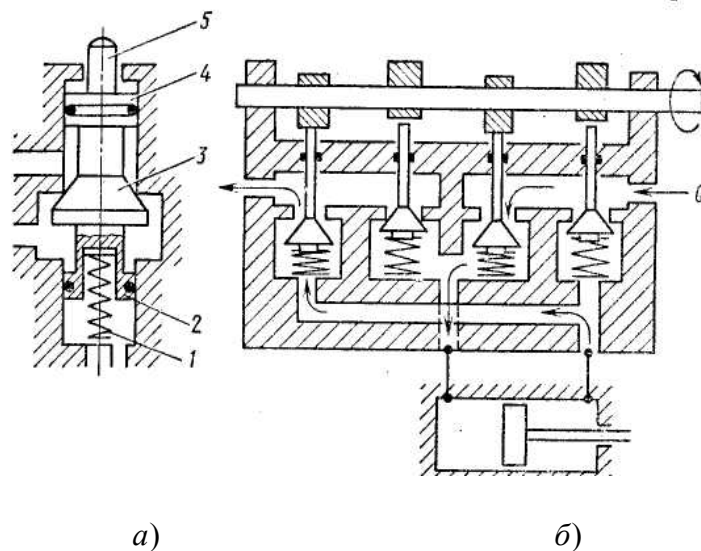


Рис. 5. Клапанный распределитель: а – гидростатически уравновешенный запирающий элемент; б – блок клапанных запирающих элементов с механическим приводом для управления работой гидроцилиндра

1.2. Клапанные устройства регулирования

Клапаны управляют потоком жидкости с помощью автоматического изменения рабочего окна под воздействием протекающей через него рабочей жидкости. Клапаны используют в основном для регулирования расхода и давления жидкости.

Регуляторы давления подразделяют на предохранительные (переливные) и редуционные клапаны, **регуляторы расхода** – на стабилизаторы и ограничители расхода, а также на делители потока и обратные клапаны.

Предохранительные клапаны

Предохранительные клапаны предназначены для ограничения давления в системе. Они работают эпизодически, срабатывая при определенном, заранее рассчитанном давлении, пропускают определенное количество жидкости на слив, защищая гидроагрегаты от перегрузки. Обычно предохранительные клапаны регулируются на давление, превышающее нормальное рабочее давление на 10 – 20 %. При рабочем давлении эти клапа-

ны плотно закрыты. Различают предохранительные клапаны прямого (рис. 6) и непрямого действия, двухступенчатые (с серводействием).

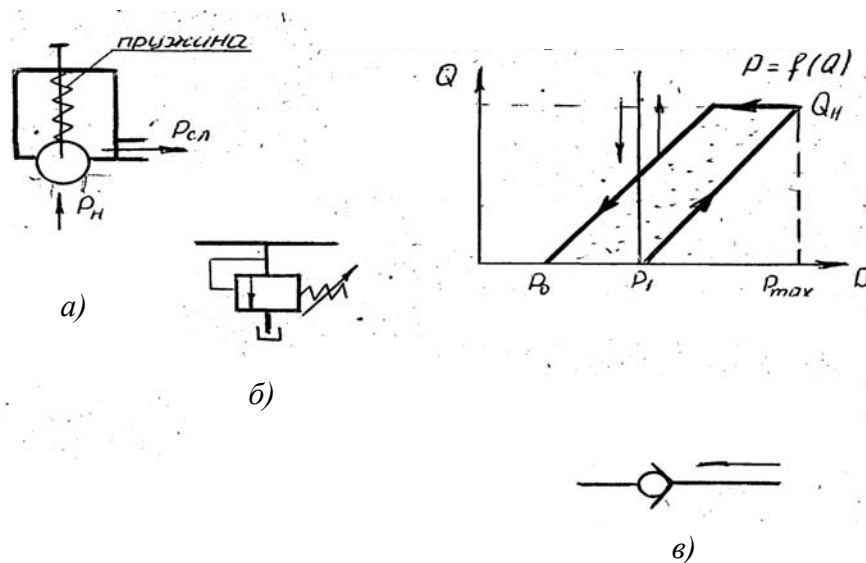


Рис. 6. Предохранительный клапан прямого действия:
 а – клапан; б – его обозначение на схеме;
 в – статическая характеристика

В станкостроении редко используют предохранительные клапаны прямого действия, обычно – переливные.

Переливные клапаны (рис. 7) поддерживают постоянное давление жидкости в системе, непрерывно отводя (сливая) часть жидкости в бак.

Подача насоса

$$Q_n = Q_{г-д} + Q_{сл},$$

где $Q_{сл}$ – расход линию слив. $Q_{г-д}$ – расход потребителя (гидродвигатель),
 $Q_{г-д} = Q_n - Q_{сл}$;

Для демпфирования энергии колебаний в клапане предусмотрено дроссельное отверстие a (см. рис. 7).

Чувствительность клапана δ определяется соотношением

$$\delta = \frac{\Delta P}{P_{ном}},$$

где ΔP – превышение давления над номинальным $P_{ном}$. Чувствительность колеблется в пределах 0,03 – 0,1 и зависит от конструкции рабочей части затвора и формы седла, а также от трения запирающего элемента (шарика или плунжера). Недостатки шариковых клапанов – вибрации шарика, вы-

зываются гидродинамическими силами, а также пульсацией подачи насоса. Кроме этого у них низкая чувствительность.

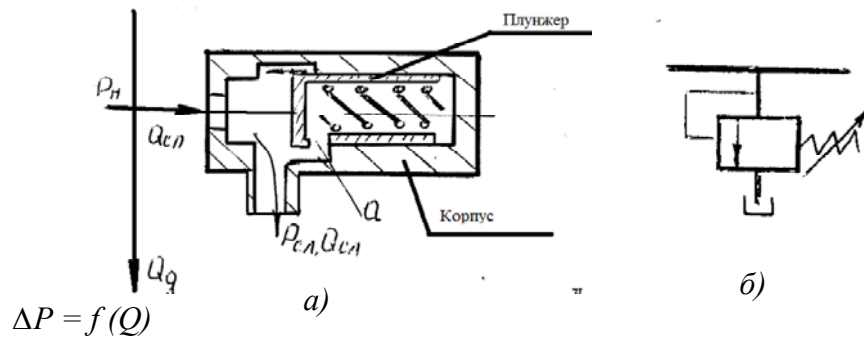


Рис. 7. Переливной клапан: а – клапан; б – его графическое изображение

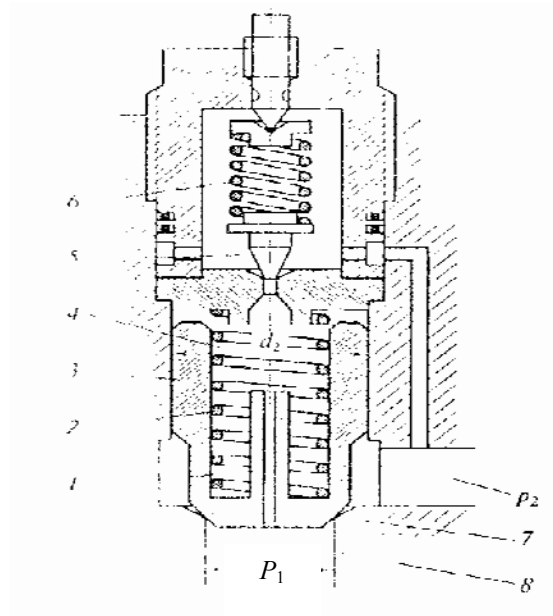


Рис. 8. Предохранительный клапан непрямого действия: 1 – дроссель; 2 – слабая пружина; 3 – запорно-регулирующий элемент; 4 – заклапанная полость; 5 – управляющий клапан; 6 – жесткая пружина; 7 – седло; 8 – подводящая полость

В клапанах с плунжерным затвором чувствительность ниже, чем в клапанах с конусным, а тем более с кромочным затвором.

При высоких давлениях возрастают нагрузки и требования к жесткости пружин, поэтому более совершенны клапаны непрямого действия (рис. 8), в которых подъемом основного запорно-регулирующего клапана управляет

вспомогательный клапан с жесткой пружиной, расположенный над основным. С помощью дросселя в центре основного клапана открывается вспомогательный.

Редукционные клапаны

В тех случаях, когда от одного источника питаются несколько потребителей с разными давлениями, для понижения давления применяют редукционные клапаны, или редукторы (рис. 9), которые поддерживают на выходе давление рабочей жидкости постоянным:

$$P_{\text{ВЫХ}} = \text{const при } P_{\text{ВХ}} = v_{\text{ар.}}$$

Редукционный клапан состоит из запорно-регулирующего элемента, объединенного с уравнивающим поршнем, и пружины, размещенных в гнезде корпуса, образующего седло клапана.

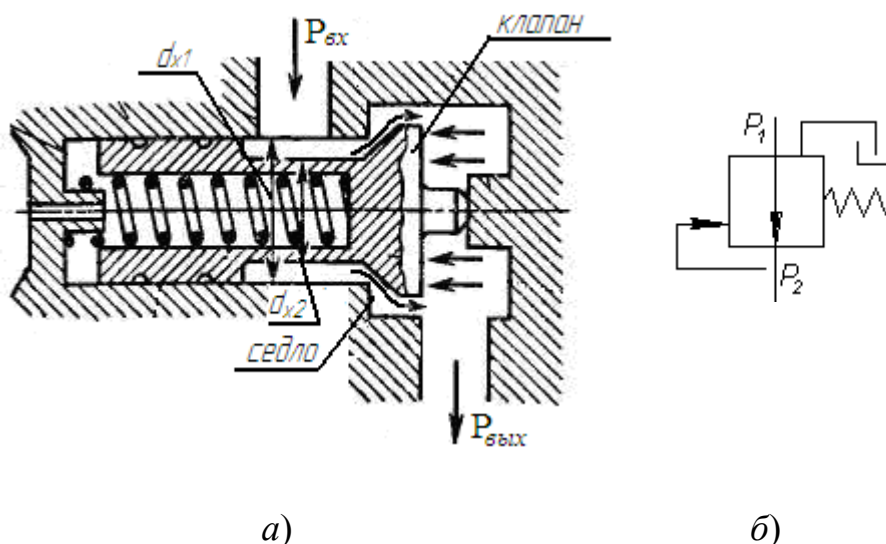


Рис. 9. Редукционный клапан: а – конструкция клапана; б – графическое изображение

Пружина стремится удержать клапан в предельно-открытом положении, ограниченном упором. Давление $P_{\text{ВЫХ}}$ образует силу $P_{\text{ВЫХ}} \cdot S_k = P_{\text{ВЫХ}} \cdot \frac{\pi \cdot d \cdot k_1}{4}$, (где S_k – площадь клапана), которая стремится закрыть клапан. Со стороны питающей камеры гидростатические силы от действия давления $P_{\text{ВХ}}$ по кольцевой площади клапана отсутствуют, поскольку сила давления $P_{\text{ВХ}}$ действует на замирающий элемент со стороны входа в щель и на уравнивающий поршень, поэтому давление $P_{\text{ВХ}}$ на работу клапана непосредственно не влияет.

Предполагается, что из приемной камеры потребитель отбирает расход

$$0 < Q < Q_{\max}.$$

Максимальный расход Q_{\max} , при котором еще может поддерживаться $P_{\text{вых}}$ и когда реакция со стороны упора отсутствует,

$$Q_{\max} = \mu_{\text{щ}} \cdot S_{\text{щmax}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_{\text{вхmax}} - P_{\text{вых}})},$$

где $\mu_{\text{щ}}$ – коэффициент расхода щели клапана; $S_{\text{щ-max}}$ – площадь щели клапана.

Если потребности обслуживаемой системы уменьшились и расход Q снизился, давление $P_{\text{вых}}$ начинает расти. Это вызывает сжатие пружины, уменьшение открытия щели и возрастание потерь в ней до тех пор, пока не будет найдено новое равновесное положение канала при новом значении $P_{\text{вх}}$. Каналы проектируют так, чтобы во всем диапазоне изменения Q значение $P_{\text{вых}}$ изменялось мало.

Эти клапаны применяют в основном в том случае, если от одного источника расхода (насоса) питают несколько потребителей (исполнительных двигателей), требующих разные давления. Насос рассчитывается на максимальное давление, необходимое для питания какого-либо из потребителей.

Недостаток рассмотренного клапана – низкая чувствительность к изменениям $P_{\text{вых}}$, обусловленная трением поршня и малой площадью элемента, на который действует $P_{\text{вых}}$.

Для того чтобы устранить трение и повысить чувствительность, применяют мембранные редуционные и редуционно-предохранительные клапаны.

1.3. Ограничители (регуляторы) расхода жидкости

В тех случаях, когда требуется обеспечить постоянный расход жидкости, например для поддержания постоянной скорости вращения гидродвигателя при переменной его нагрузке (давлении), в линии питания потребителя устанавливают ограничители расхода (регуляторы), которые с помощью автоматического регулирования потери напора обеспечивают заданный расход жидкости.

Регулятор расхода - регулирующий гидроаппарат, предназначенный для поддержания определенного потока проходящей через него рабочей

жидкости вне зависимости от колебания разности давления в подводящей и отводящей гидролиниях.

Регулятор расхода (рис. 10) имеет два последовательно расположенных гидравлических дросселя, один – нерегулируемого типа, второй – автоматический регулируемый (в зависимости от перепада давления).

Поршень нагружен слабой пружиной, усилие которой уравновешивается перепадом давления, создаваемым сопротивлением отверстия 1. При увеличении расхода через отверстие увеличится перепад, в результате поршень переместится вправо и частично перекроет окна 2, уменьшая расход до значения, на которое рассчитан ограничитель. При уменьшении расхода поршень переместится влево и уменьшит суммарное сопротивление окон 2 и отверстия 1.

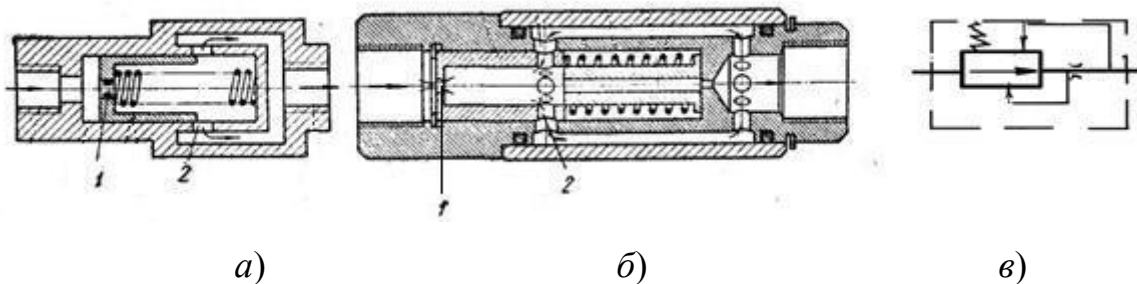


Рис. 10. Схема и конструкция поршневого регулятора расхода:
а – схема клапана; б – конструкция клапана; в – графическое изображение

Условие равновесия поршня

$$S_n F \cdot \Delta P = P_{\text{пр}}, \frac{P_{\text{пр}}}{F} = \Delta P = \frac{Q^2}{f^2} \cdot \frac{\rho}{2 \cdot \mu^2}, Q = \mu \cdot f \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta P}{\rho}} F_{\text{пр}},$$

$$F \cdot \Delta P = P_{\text{пр}}, \frac{P_{\text{пр}}}{S_n} \Delta P = \frac{Q^2}{f^2} \cdot \frac{\rho}{2 \cdot \mu^2}, Q = \mu \cdot f \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta P}{\rho}}$$

$$F \cdot \Delta P = P_{\text{пр}}, \frac{P_{\text{пр}}}{F} = \Delta P = \frac{Q^2}{f^2} \cdot \frac{\rho}{2 \cdot \mu^2}, Q = \mu \cdot f \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta P}{\rho}},$$

где S_n - площадь сечения поршня; ΔP - перепад давления на дросселе 1 (см. рис. 10); $F_{\text{пр}}$ - усилие сжатия пружины; Q - расход жидкости через дроссель 1; ρ - плотность жидкости; f - площадь дросселя.

Площадь дросселя f и усилие $P_{\text{пр}}$ обычно рассчитывают на перепад давления $\Delta P \approx 3 - 5 \text{ кг/см}^2$ для заданного предельного расхода.

1.4. Дроссели

Дроссель – регулирующий гидроаппарат, предназначенный для изменения расхода и давления потока жидкости в результате его прохождения через местное сопротивление.

По принципу действия выделяют дроссель низкого сопротивления, потерю давления в котором определяет преимущественно сопротивление потоку жидкости в дроссельном канале малого сечения и большой длины. Зависимость $\Delta P = f(Q)$ – линейная, поэтому такой вид дросселей получили название линейных (рис. 11).

Расход через дроссель определяется выражением

$$\Delta P = \frac{150 \cdot v \cdot \rho}{\pi \cdot d^4} \cdot L \cdot Q$$

где v – скорость; L – длина канавки.

Чаще используют квадратичные дроссели (рис. 12), имеющие зависимость $\Delta P = f(Q^2)$:

$$\Delta P = \frac{\rho}{\mu^2 \cdot S_{отв}^2 \cdot 2} \cdot Q^2,$$

где $S_{отв}$ – площадь сечения отверстия дросселя.

Дроссели и регуляторы расхода различаются по диаметру условного прохода, присоединению, номинальному давлению и типу управления.

Например, применяемые в станкостроении дроссели и регуляторы расхода имеют диаметры условных проходов 10, 16, 20 и 32 мм.

Регуляторы расхода типов Г 55-1 и Г 55-2 имеют резьбовое исполнение по присоединению, все остальные аппараты (МПГ 55-1, МПГ 55-2, МПГ 55-3) – стыковые с присоединительными размерами, принятыми в российских и в международных стандартах.

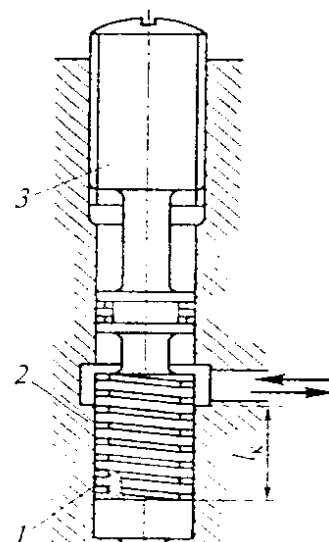


Рис. 11. Линейный ламинарный дроссель: 1 – винт; 2 – гильза; 3 – винтовая головка

Регуляторы расхода с предохранительным клапаном ПГ 55-1 и МПГ 55-1 могут быть использованы по номинальному давлению (до 6,3, 10 и 20 МПа).

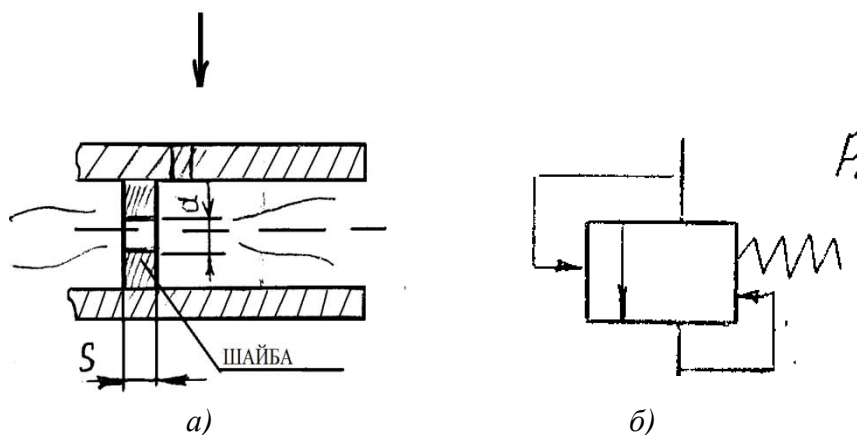


Рис. 12. Квадратный дроссель (шайба): а – схема дросселя; б – графическое изображение

Дроссели и регуляторы расхода управляются вручную, за исключением аппаратов ЭПГ 55-24, регулируемых дистанционно с помощью электродвигателя (типа РД-09) с редуктором.

2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ

Широкое применение гидроприводов объясняется прежде всего тем, что они обладают следующими свойствами:

- а) большим быстродействием;
- б) малым отношением массы к единице мощности;
- в) широким диапазоном бесступенчатого регулирования скорости;
- г) возможностью простыми средствами получить значительные усилия для прямолинейных возвратно-поступательных движений.

Гидравлический привод (рис. 13) включает устройства, преобразующие механическую энергию в энергию жидкости (насосы); аппаратуру, которая регулирует давление и расход циркулирующей жидкости, а также направление ее движения; гидродвигатели, преобразовывающие энергию жидкости в механическую энергию; соединительные магистрали (трубопровод), связывающие между собой элементы привода.

Кроме того, в гидроприводе используют различные вспомогательные устройства: фильтры для очистки жидкости, теплообменники для охлаждения или подогрева, гидроаккумуляторы, баки, уровнемеры и др.

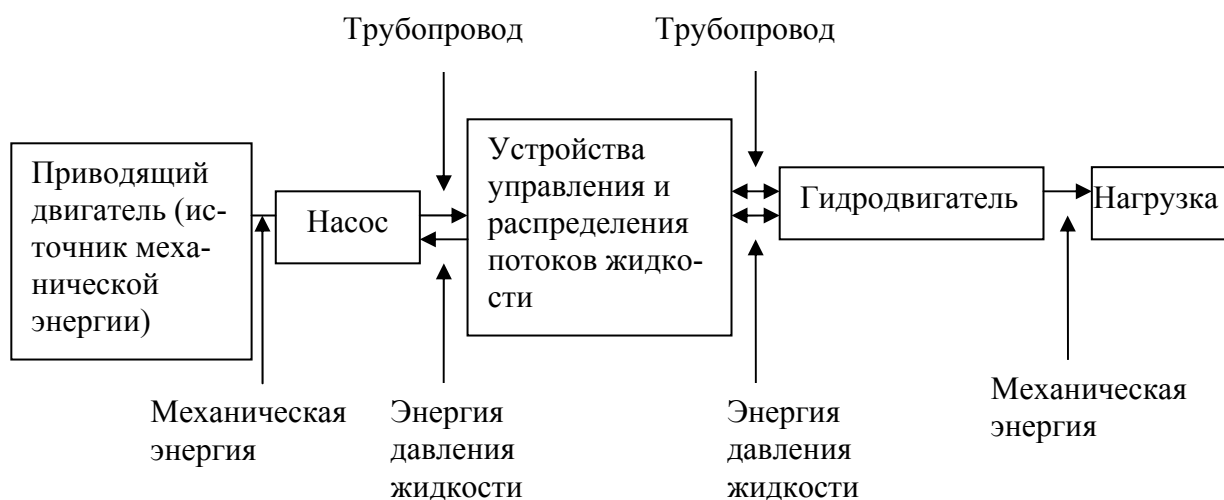


Рис. 13. Блок-схема гидропривода

Насосы обычно приводятся в движение электродвигателями, двигателями внутреннего сгорания или газовыми турбинами.

В гидросистемах через рабочие жидкости передается энергия и управляющие сигналы.

Недостатки гидропривода:

- а) возможность образования внутренних и наружных утечек жидкости;
- б) нагрев рабочей жидкости, что в ряде случаев требует применения специальных охлаждающих устройств и средств тепловой защиты;
- в) потери энергии на трение жидкости о внутреннюю поверхность трубопроводов и на преодоление местных сопротивлений;
- г) КПД гидропередачи ниже, чем у механических приводов.

По роду гидропередачи гидроприводы делят на объемные и гидродинамические.

2.1. Объемный способ регулирования скорости гидромотора

Объемным гидроприводом называют совокупность устройств, в число которых входит один или несколько объемных гидродвигателей, которые приводят в движение механизмы и машины посредством рабочей жидкости под давлением.

Объемные машины состоят из рабочих камер той или иной формы (цилиндр, впадина между зубьями шестерни, камера между пластинами, впадина между выступами винта) и вытеснителей (в виде поршня, зуба шестерни, пластины, выступа винта), которыми принудительно изменяются объемы камер.

По числу рабочих камер гидромашины делят на однокамерные и многокамерные, а по конструктивному исполнению вытеснителей – на поршневые, шестеренные, пластинчатые и винтовые.

Если в гидромашинах (насосах и гидромоторах) подвижные элементы, образующие камеры, совершают вращательное или возвратно-поступательное движение, то такие гидромашины называют роторными.

Объемные гидродвигатели по характеру движения ведомого звена делят на силовые гидроцилиндры (ведомое звено – шток – совершает прямолинейное возвратно-поступательное движение относительно корпуса гидроцилиндра), моментные гидроцилиндры (ведомое звено – вал – совершает возвратно-поворотное движение относительно корпуса гидроцилиндра на угол, меньший 2π) и гидромоторы (ведомое звено – вал – совершает неограниченное вращательное движение).

Характерный параметр объемных машин – рабочий объем V_0 , т.е. объем несжимаемой жидкости, подаваемой насосом или принимаемый гидродвигателем, при отсутствии утечек за один оборот или ход ведущего звена насоса или ведомого звена гидродвигателя.

Рабочий объем представляет собой теоретическую подачу насоса или теоретический расход гидродвигателя (гидромотора) за один оборот вала ($\text{м}^3/\text{об}$). Через рабочий объем выражается подача насосов и расход гидромоторов. Теоретическая подача насоса Q_H равна

$$Q_{\text{нГ}} = q_H \cdot n_H [\text{л}^3/\text{мин}], n_H, \text{м}^3/\text{мин},$$

где q_H - рабочий объем (удельная подача) насоса, $\text{м}^3/\text{об}$; n_H - число оборотов вала насоса, об/мин.

Теоретический расход гидромотора

$$Q_{\text{Г-д}} = q_{\text{Г-д}} n_{\text{Г-д}},$$

где $q_{\text{Г-д}}$ – рабочий объем гидромотора, $\text{м}^3/\text{об}$; $n_{\text{Г-д}}$ – число оборотов вала гидромотора, об/мин.

Гидромашины с изменяемым рабочим объемом получили название регулируемых (регулируемые насосы, или насосы переменной подачи, и регулируемые гидродвигатели), а с неизменяемым рабочим объемом – не-

регулируемых (нерегулируемый насос, или насос постоянной подачи, нерегулируемый гидродвигатель).

В основе принципа действия объемных машин лежит закон Паскаля, т.е. закон о передаче давления жидкости.

Для насосов и гидромоторов с осевым расположением поршней рабочий объем – функция угла наклона шайбы относительно оси выходного вала (рис. 14).

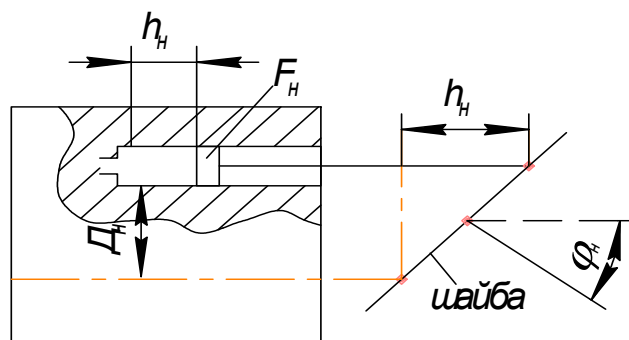


Рис. 14. Регулирование хода поршня h_n углом наклона шайбы φ_n

Рабочий объем насоса

$$q_H = F_H \cdot h_n \cdot Z_H,$$

где F_H , – площадь поршня насоса; h_n , – ход поршня насоса при полном обороте шайбы; Z_H , – число поршней насоса. Тогда

$$h_n = D_H \cdot \operatorname{tg} \varphi_H, h_\Gamma = D_\Gamma \cdot \operatorname{tg} \varphi_\Gamma,$$

$$q_H = F_H \cdot D_H \cdot \operatorname{tg} \varphi_H \cdot Z_H, q_\Gamma = F_\Gamma \cdot D_\Gamma \cdot \operatorname{tg} \varphi_\Gamma \cdot Z_\Gamma,$$

где $D_{\Gamma-д}$, – диаметры расположения поршней насоса и гидромотора; φ_n – изменение угла наклона блока цилиндра насоса к оси вращения; $\varphi_{\Gamma-д}$ – угол наклона диска к оси вращения; $h_{\Gamma-д}$ – ход поршня гидромотора при полном обороте шайбы; $F_{\Gamma-д}$ – площадь поршня гидромотора; $Z_{\Gamma-д}$ – число поршней гидромотора.

Предполагая, что привод идеальный ($Q_H = Q_{\Gamma-д}$), теоретическое число оборотов гидромотора

$$n_\Gamma = n_H \cdot \frac{\operatorname{tg} \varphi_H}{\operatorname{tg} \varphi_\Gamma} \cdot \frac{D_H}{D_\Gamma} \cdot \frac{F_H}{F_\Gamma} \cdot \frac{Z_H}{Z_\Gamma}.$$

Практически $D_H, D_{Г-д}, F_H, F_G, Z_H, Z_G = \text{const}$, следовательно, скорость гидромотора можно регулировать за счет изменения угла наклона шайб φ_H, φ_G или скорость вращения вала насоса, что делается редко.

Обозначим $\frac{\varphi_G}{\varphi_{Gmax}} = l_G; \frac{\varphi_H}{\varphi_{Hmax}} = l_H$, где l_G, l_H – параметры регулирования насоса. Причем $l_H = (-1) \div 0 \div (+1)$ и $l_H = (-1) \div 0 \div (+1)$. Рассмотрим вариант регулирования скорости гидромотора за счет изменения параметров насоса (рис. 15), т.е. изменения φ_H .

На рис. 15 $M_{теор}$ – теоретический момент на гидромоторе; $N_{теор}$ – мощность гидромотора теоретическая, при n_H и $\varphi_{Г-д} = \text{const}$

$$N_G = \Delta P_G \cdot Q,$$

где $\Delta P_{Г-д}$ – перепад давления на гидромоторе.

Крутящий момент

$$M_G = \frac{\Delta P_G \cdot Q_G}{2 \cdot \pi}.$$

При $n_H = \text{const}$ изменение φ_H вызывает линейное изменение производительности, а следовательно, числа оборотов гидромотора и мощности передачи. Крутящий момент $M_{Г-д}$ на валу гидромотора зависит от внешней нагрузки, однако при постоянном $q_{Г-д}$ будет неизменным на всем диапазоне регулирования насоса. Именно поэтому приводы с регулируемым насосом называют передачами с регулированием при постоянном моменте.

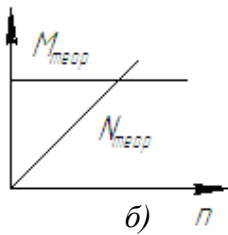
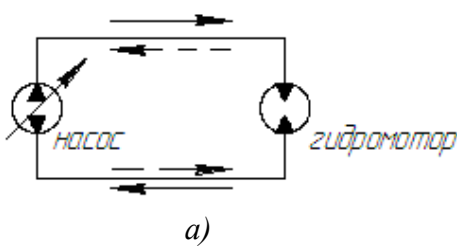


Рис. 15. Регулирование скорости вращения гидромотора за счет изменения параметров насоса: а – схема регулирования; б – основные показатели процесса регулирования

Рассмотрим вариант регулирования скорости гидромотора с изменением угла наклона диска гидромотора (рис. 16). В этом случае момент изменяется линейно, в то время как обороты могут изменяться по гиперболическому закону, а мощность, развиваемая гидромотором, остается постоянной для всего диапазона регулирования. Такие передачи называют передачами с регулированием при постоянной мощности.

Рассмотрим вариант регулирования скорости гидромотора с изменением при $\varphi_{Г-д}$ и $\varphi_{н}$ при $n_{н} = \text{const}$ (рис. 17):

Насос и гидромотор регулируются независимо. Число оборотов вала гидромотора обычно увеличивается вначале за счет изменения параметров насоса до максимальной величины, а затем за счет регулирования параметров в гидромоторе. Реальные гидросистемы этого типа снабжены дополнительной аппаратурой.

Введем безразмерный параметр e регулирования гидромашины, равный отношению текущего значения рабочего объема V_0' к максимальному его значению $V_{0,\text{max}}$, т.е. $e = V_0'/V_0$.

Регулирование рабочего объема насоса заключается в плавном изменении скорости движения выходного звена гидродвигателя с помощью параметра e_n . Его минимальное значение соответствует минимальному рабочему объему насоса V_0' и, следовательно, минимальной скорости выходного звена. Максимальная скорость последнего получается при $e_n = 1$.

Регулирование изменением рабочих объемов насоса и гидромотора применяют с целью расширения диапазона регулирования гидропривода и выполняется последовательно. Если требуется постепенно увеличить скорость вращения вала гидромотора до $n_{Г-д \text{ max}}$ (например, при трогании с места и разгоне транспортного средства), то регулирование выполняют в следующем порядке:

насос устанавливают в положение нулевого рабочего объема, а гидромотор – в положение максимального, приводящий двигатель выводят на заданную

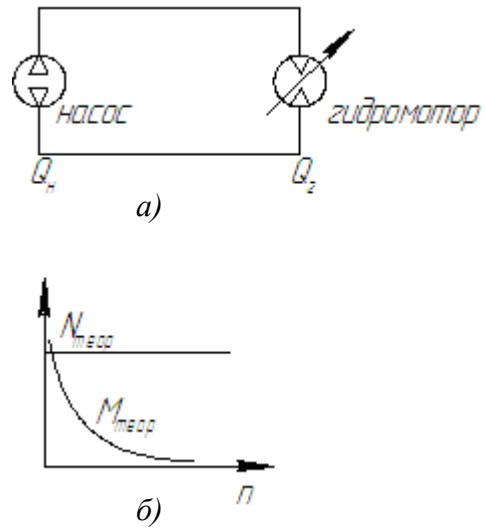


Рис. 16. Регулирование скорости вращения гидромотора за счет изменения угла наклона шайбы гидромотора а – схема регулирования; б – основные показатели процесса регулирования $\varphi_n = \text{var}$, $\varphi_n, n_n = \text{const}$

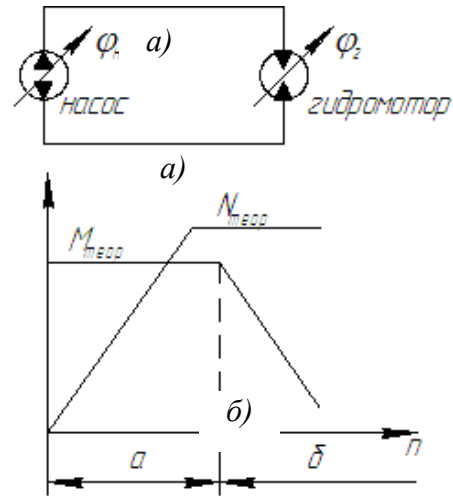


Рис. 17. Регулирование скорости вращения гидромотора за счет изменения параметров насоса и гидромотора: а – схема регулирования; б – основные показатели процесса регулирования; $\varphi_n, \varphi_n = \text{var}$

постоянную частоту вращения; рабочий объем насоса постепенно увеличивают до максимума, вследствие чего скорость выходного звена возрастает до значения, соответствующего номинальной мощности привода; увеличивают скорость выходного звена, уменьшая рабочий объем гидромотора до минимального значения, определяемого началом неустойчивой работы.

Первый этап разгона происходит при постоянном моменте $M_{Г-д}$ и возрастающей мощности привода. Для второго характерно уменьшение крутящего момента и постоянная мощность.

КПД объемного гидропривода зависит от КПД насоса, гидродвигателя и от параметров регулирования e_n и e_r . Максимальный КПД гидропривода возникает в области максимальных рабочих объемов насоса и гидромотора при $e_n = e_r = 1$.

Схема объемного гидропривода приведена на рис. 18.

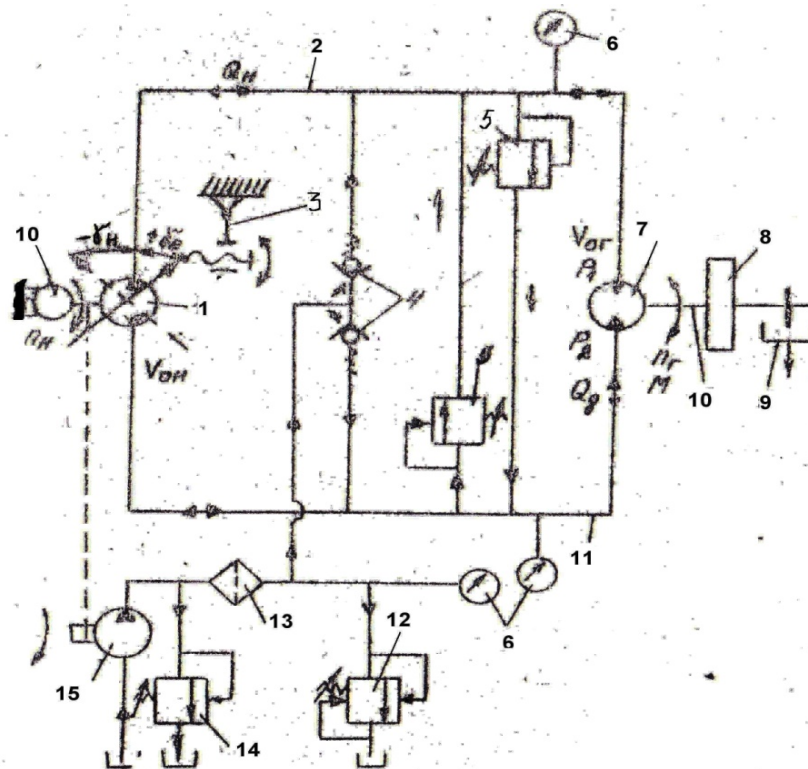


Рис. 18. Принципиальная схема замкнутой гидравлической передачи с объемным регулированием: 1 – регулируемый насос; 2, 11 – магистрали; 3 – устройство регулирования насоса; 4 – обратные клапаны; 5 – предохранительные клапаны; 6 – манометры; 7 – гидромотор; 8 – объект управления; 9 – регулятор нагрузки; 10 – вал гидромотора; 12 – переливной клапан; 13 – фильтр; 14 – предохранительный клапан; 15 – подпиточный насос

Насос производит реверсирование вала гидромотора. КПД объемного привода $\eta = 0,75 - 0,8$. Насос подпитки компенсирует утечки в гидроприводе.

Регулируемые гидромашины сложны по конструкции, более дороги и, как правило, менее долговечны по сравнению с нерегулируемыми. Кроме этого, быстродействие гидроприводов с объемным регулированием ограничивается временем, необходимым для изменения подачи насоса или рабочего объема гидромотора, которое может составлять несколько десятых долей секунды.

2.2. Дроссельный способ регулирования скорости гидродвигателя

При дроссельном способе регулирования в гидросистеме устанавливают регулируемое гидравлическое сопротивление – дроссель, или регулятор расхода, которое ограничивает расход жидкости (масла), поступающего к гидродвигателю. Дроссельное регулирование скорости выходного звена гидропривода менее экономично, т.к. значительная часть энергии потока жидкости может быть потеряна в дросселе, или регуляторе потока, что приводит к разогреву жидкости (масла). Однако в этом случае не требуется применять регулируемые насосы и можно существенно увеличить быстродействие привода. Наличие значительных энергетических потерь ограничивает область применения этого способа регулирования гидроприводами сравнительно небольшой мощности (3 - 5 кВт). Сокращение потерь энергии и одновременно высокое быстродействие можно получить в гидроприводах с *объемно-дроссельным регулированием*, в которых регулируемые насосы и гидромоторы применяют вместе с аппаратами, контролирующими расход жидкости (масла).

Дроссель может быть установлен как на входе, так и на выходе исполнительного звена или в ответвлении (параллельно насосу). Назначение одно и то же – регулировать расход жидкости при изменении нагрузок на исполнительный орган.

В системах с дроссельным способом регулирования производительность насоса, а следовательно, и мощность, потребляемая им, постоянны. Для этого способа характерно неравенство

$$Q_H > F v_p,$$

где Q_H – производительность (расход) насоса, см³/мин, $Q_H = \text{const}$, F – эффективная площадь поршня гидроцилиндра, см²; $v_{г-д}$ – скорость исполнительного механизма (гидроцилиндра), м/с.

$$Q_n > Q_{г-д}$$

где $Q_{г-д}$ – производительность (расход) гидроцилиндра.

При таком условии избыточная часть жидкости от насоса отводится через переливной клапан в бак, не выполнив никакой полезной работы. Расход жидкости в гидроприводе определяется настройкой дросселя, который может быть установлен на «входе» в цилиндр, «на выходе» из него и параллельно ему.

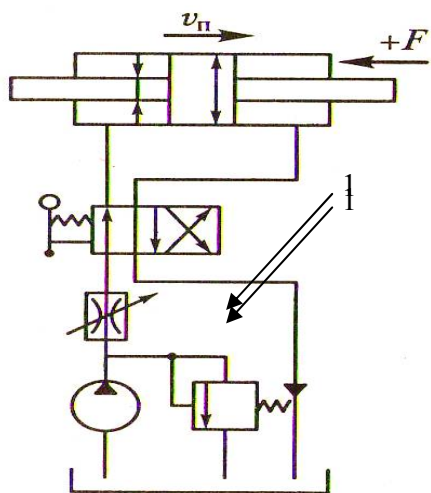


Рис. 19. Дроссель на входе в гидроцилиндр

Рассмотрим все способы подключения дросселя в гидросистему.

1. Дроссель установлен на входе в гидроцилиндр (рис. 19).

С помощью дросселя можно регулировать количество протекающей жидкости и тем самым изменять скорость перемещения поршня. Обратный клапан препятствует вытеканию масла из линии при остановке насоса. Давление жидкости перед дросселем определяется давлением, на которое отрегулирована пружина переливного клапана 1.

Рассмотрим влияние на скорость поршня изменения полезной нагрузки при неизменной настройке дросселя. Условие

равновесия сил, действующих на поршень, может быть записано уравнением

$$P_p \cdot S = P_{пр} \cdot S = F = T,$$

где P_p – давление в рабочей полости цилиндра; F – эффективная площадь цилиндра; $P_{пр}$ – противодействие в нерабочей полости; P_n – давление перед дросселем; T – сила трения.

Перепад на дросселе

$$\Delta P_g = P_n - P_p = P_n - P_{пр} - \frac{P+T}{F} \frac{F+T}{S}$$

Расход через дроссель

$$Q_{др} = \mu \cdot f \cdot \Delta P_g^m \sqrt{\frac{2}{\rho}}$$

где m – показатель степени, зависит от конструкции дросселя и колеблется в пределах от 0,5 до 1,0.

Тогда скорость перемещения штока гидроцилиндра

$$Q = \mu \cdot f \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{P_H - P_p}{\rho}}, Q_{\Gamma} = Q_{\text{др}}, Q = v \cdot F, \tilde{S} = \frac{\mu \cdot f}{F} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \left[P_H - P_p - \left(\frac{l+T}{F} \right) \cdot \frac{F+T}{S} \right]}$$

где f – площадь отверстия дросселя.

Гидросистема, имеющая линейный дроссель с характеристикой $Q = \mu \cdot f \cdot (P_H - P_p) \sqrt{\frac{2}{\rho}}$, дает максимально возможное изменение скорости перемещения поршня с изменением нагрузки, а гидросистема, имеющая квадратический дроссель, – минимальное. Именно поэтому последний тип дросселя предпочтительнее ($m \approx 0,5$). Недостаток такой схемы – отсутствие противодействия ($P_{\text{пр}} \approx 0$), вследствие чего трудно получить плавное движение поршня.

2. Дроссель на выходе гидроцилиндра (рис. 20).

Схема с дросселем на выходе обеспечивает более плавное движение рабочего органа (штока гидроцилиндра) и может использоваться в гидроприводах с изменяющимся в процессе работы направлением действия нагрузки $F_{\text{нагр}}$, т.к. поршень нагружен с двух сторон (обе полости цилиндра под давлением). Движение поршня более плавное, т.к. увеличению его скорости препятствует сопротивление этого дросселя, которое будет повышаться пропорционально квадрату скорости. Однако при изменении нагрузки возможны рывки штока цилиндра в направлении подачи в момент запуска гидропривода, при котором жидкость может частично или полностью быть слитой из камер гидроцилиндра. Скорость поршня (см. рис. 20) определяет объем жидкости, который вытесняется из правой полости цилиндра через дроссель в бак $\Delta P_{\text{др}} = P_{\text{пр}} - P_0$, где P_0 – давление в линии слива ($P_0 \approx 0$) – const, следовательно, $\Delta P_{\text{др}} = f(F)$, скорость штока гидроцилиндра $v_{\text{шт}} = f(F_{\text{нагр}})$, $P_H = P_p = \text{const}$, т.е. эта схема обеспечивает постоянства скорости перемещения поршня. В тех случаях, когда требуется высокая плавность движения рабочих органов при малых скоростях, хорошие результаты дает применение специальных двухщелевых дросселей, кото-

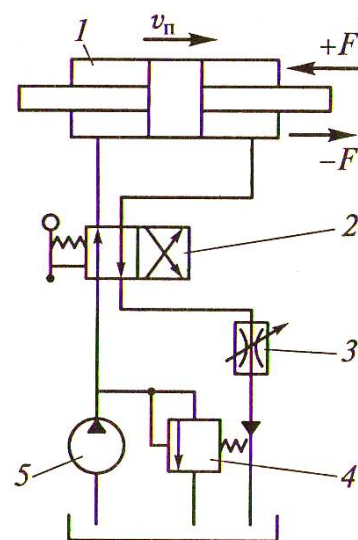


Рис. 20. Дроссель на выходе гидроцилиндра: 1 – гидродвигатель; 2 – гидрораспределитель; 3 – дроссель; 4 – переливной клапан; 5 – нерегулируемый насос; $v_{\text{п}}$ – скорость поршня (выходного звена привода)

рые обеспечивают одновременное дросселирование потоков жидкости на входе и выходе из гидродвигателя. Недостаток этих схем – малый КПД ($\eta_{\max} = 0,385$), т. к. мощность насоса при всех режимах работы остается постоянно независимой от величины нагрузки.

3. Дроссель встроен параллельно гидроцилиндру (рис. 21).

Перепад давлений на дросселе зависит от нагрузки $F_{\text{нагр}}$, т.к. $\Delta P = \frac{F_{\text{нагр}}}{S_{\text{дросс}}}$, причем $F \rightarrow 0$ и $\Delta P \rightarrow 0$, следовательно, в цилиндр поступает практически вся жидкость (масло), подаваемая насосом. Скорость гидроцилиндра

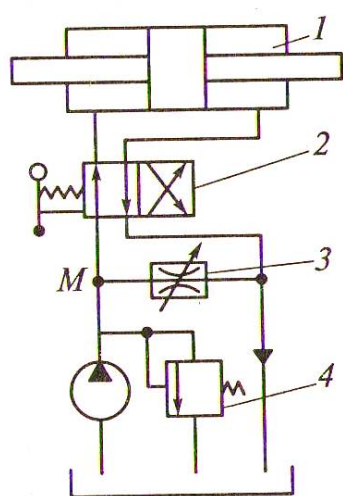


Рис. 21. Принципиальная схема объемного гидропривода с дроссельным регулированием при параллельном включении дросселя: 1 – гидроцилиндр; 2 – гидрораспределитель; 3 – дроссель; 4 – предохранительный клапан; М – точка разделения потока

при установке дросселя в ответвлении в большей степени зависит от нагрузки, чем при установке на входе или выходе, т.к. с ростом давления $P_{\text{нагр}}$ увеличивается расход жидкости через дроссель и одновременно несколько снижается подача насоса (возрастают объемные утечки в нем).

Давление в рабочей полости гидроцилиндра $P_{\text{г-ц}}$ зависит от изменения нагрузки F в большей степени, чем на других схемах. В отличие от схем установки дросселя на входе или выходе (см. рис. 19, 20), в которых насос работает постоянно под максимальным давлением, при установке дросселя в ответвлении давление в напорной линии снижается с уменьшением нагрузки, что позволяет снизить энергетические потери в гидроприводе. Для исключения влияния нагрузки на расход

жидкости, а следовательно, и скорость гидродвигателя применяют автоматические дроссельные регуляторы (регуляторы расхода), которые позволяют обеспечить при изменении нагрузки практически постоянный перепад давления и постоянный, при прочих равных условиях, расход жидкости через дроссель.

4. Схема с регулятором расхода (рис. 22).

Перепад на дросселе постоянен, следовательно, $Q_{ц} = const$ и $v_p = const$ при $P \neq const$.

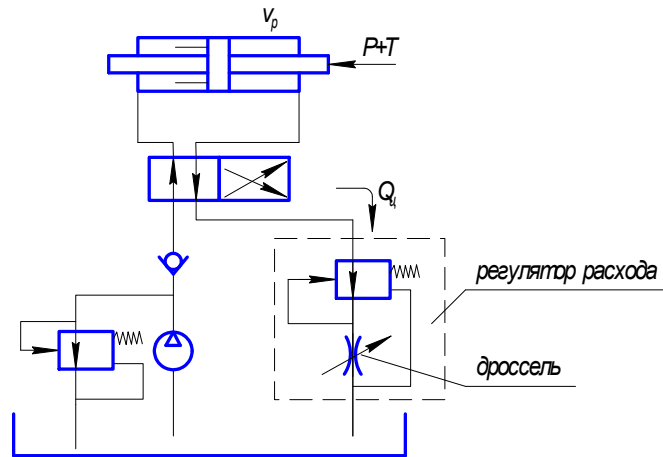


Рис. 22. Схема с регулятором расхода

2.3. Сравнительные характеристики гидроприводов

Рассмотренные способы регулирования гидропривода (дрессельный и объемный) целесообразно сравнить по трем показателям: нагрузочным характеристикам, КПД и стоимости применяемых гидромашин и аппаратуры.

Нагрузочная характеристика гидропривода определяет степень стабильности скорости выходного звена (штока, вала) при изменяющейся нагрузке. Обычно требуется возможно большая стабильность, т.е. наименьшая просадка гидропривода.

На рис. 23 показаны нагрузочные кривые – зависимости скорости \bar{v}_n выходного звена от нагрузки \bar{F} на нем, построенные при постоянных значениях рабочих объемов гидромашин при объемном регулировании и неизменных степенях открытия регулирующих дросселей при дроссельном регулировании, а также при одинаковых значениях максимальной скорости и тормозящей нагрузки.

Наибольшей стабильностью обладает гидропривод с объемным регулированием (см. рис. 23, кривая 1). Значительно хуже в этом отношении дроссельное регулирование с последовательным включением дросселя (см.

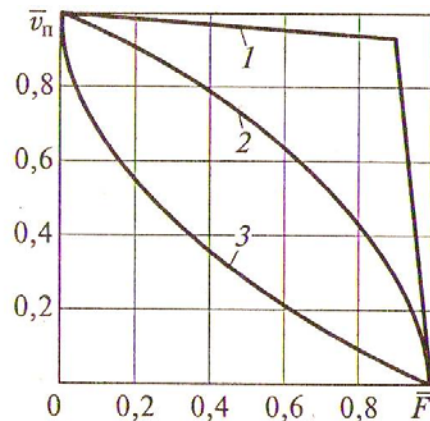


Рис. 23. Сравнение гидроприводов по нагрузочным характеристикам при регулировании: 1 – объемном; 2 – дроссельном с последовательным включением дросселя; 3 – дроссельном с параллельным включением дросселя; $\bar{v}_n = v_n/v_{max}$ – относительная скорость выходного звена привода; $\bar{F} = F/F_{max}$ – относительная нагрузка

рис. 23, кривая 2) и еще хуже – с параллельным включением дросселя (см. рис. 23, кривая 3).

Важная характеристика гидропривода – КПД процесса управления $\eta_{п.у}$, который определяется формулой

$$\eta_{п.у} = (P_{г-д} Q_{г-д}) / (P_n Q_n),$$

где P_g – давление гидродвигателя; $Q_{г-д}$ – расход через гидродвигатель.

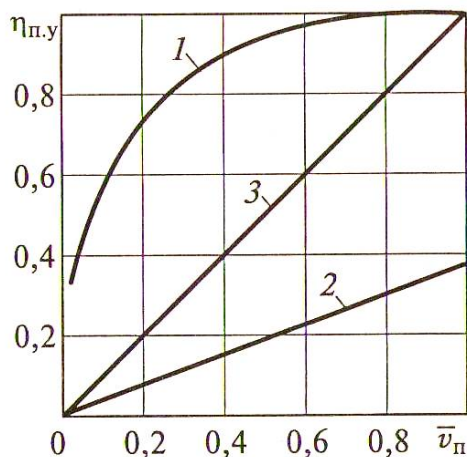


Рис. 24. Сравнение способов регулирования по КПД процесса управления $\eta_{п.у}$

На рис. 24 видно, что наиболее высокий КПД гидропривода получается при объемном регулировании (кривая 1), ниже – при дроссельном с параллельным включением дросселя (кривая 3) и еще ниже – при дроссельном с последовательным включением дросселя (кривая 2).

Следовательно, по двум важнейшим показателям – нагрузочным характеристикам и КПД – лучшими качествами обладает гидропривод с объемным регулированием. Однако при выборе способа его регулирования необходимо учитывать и экономические показатели.

Регулируемые гидромашинны – насосы и гидромоторы – более дорогостоящие, чем нерегулируемые. Используя регулируемый гидропривод, идут на значительные капитальные затраты, но благодаря более высокому КПД экономят в эксплуатационных расходах, т.е. в стоимости энергозатрат. Ввиду этого объемное регулирование гидропривода обычно применяют, когда существенны энергетические показатели, например для гидроприводов большой мощности и с длительными режимами их работы. Гидроприводы с дроссельным регулированием и дешевыми, например шестеренными, насосами используют обычно в маломощных системах, а также когда режимы работы гидропривода кратковременные.

2.4. Стабилизация и синхронизация движения выходных звеньев гидроприводов

В гидроприводах металлорежущих станков и других машин часто применяют дроссельное регулирование с устройством для стабилизации скорости выходного звена с целью улучшения нагрузочных характеристик. Таким устройством служит *регулятор потока*, обеспечивающий стабильность установленной скорости независимо от изменения нагрузки.

На рис. 25 показана схема гидропривода поступательного движения с регулятором потока, установленным последовательно на выходе из гидроцилиндра. Регулятор *1* состоит из регулируемого дросселя *2* и редукционного клапана *3*. Последний поддерживает постоянное давление $P_{др}$ на входе в дроссель, на выходе из него при малом сопротивлении отводящей гидрролинии давление можно считать постоянным и равным атмосферному. Следовательно, расход жидкости через дроссель будет постоянным. Подача жидкости в гидродвигатель $Q_{г-д} = Q_n - Q_{др}$ при неизменной подаче насоса постоянна и не зависит от нагрузки, поэтому постоянной будет и скорость выходного звена. В действительности скорость поршня v_n с увеличением нагрузки несколько уменьшается вследствие утечек в насосе, возрастающих с увеличением давления, а также из-за неточности работы редукционного клапана. Нагрузочная характеристика гидропривода с регулятором потока имеет примерно такой же вид, как и с объемным регулированием (см. рис. 23, кривая *1*). Крутой спад скорости вблизи тормозной нагрузки обусловлен открытием предохранительного клапана.

Гидроприводы с постоянной выходной частотой вращения при переменной частоте вращения вала насоса и переменной нагрузке на валу гидромотора называют стабилизированными.

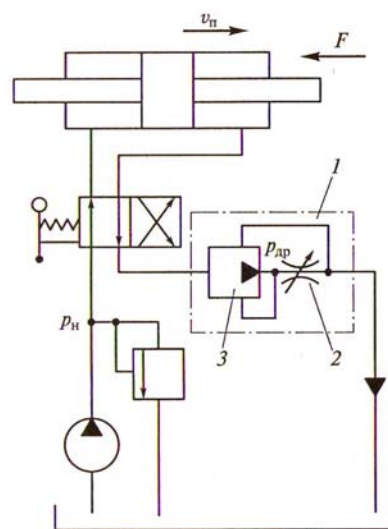


Рис. 25. Схема гидропривода с регулятором потока: *1* – регулятор; *2* – регулируемый дроссель; *3* – редукционный клапан; $p_{др}$ – давление на входе в дроссель; p_n – давление насоса

Выходную частоту вращения обычно стабилизируют по сигналу центробежного или электрогидравлического регулятора, воздействующего через усилительное звено на механизм изменения рабочего объема насоса.

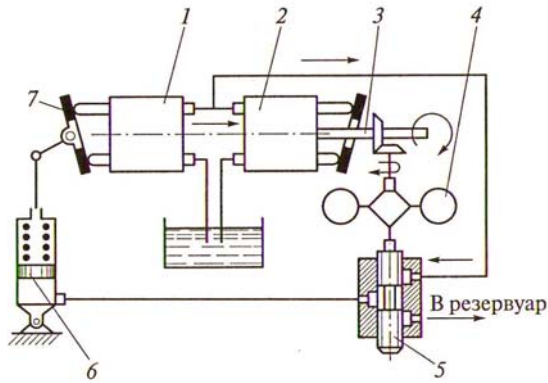


Рис. 26. Схема гидропривода с постоянной частотой вращения на выходе: 1 – насос; 2 – гидромотор; 3 – вал гидромотора; 4 – центробежный регулятор; 5 – золотник гидрораспределителя; 6 – гидроцилиндр; 7 – диск

Последний, подавая жидкость в гидроцилиндр 6 механизма регулирования (угла уклона диска 7) насоса 1, восстанавливает рассогласование, поддерживая выходную частоту вращения гидромотора постоянной.

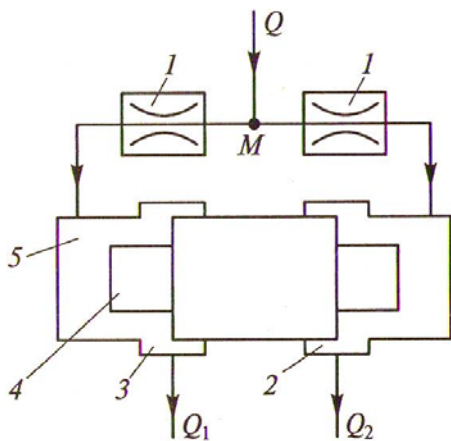


Рис. 27. Схема делителя потока: 1 – дроссели; 2, 3 – отверстия; 4 – поршень; 5 – гильза; M – точка деления потока Q на потоки Q_1 и Q_2

Гидромотор в такой схеме обычно нерегулируемый.

Схема простейшего гидропривода для стабилизации частоты вращения электрогенератора переменного тока стабильной частоты с центробежным регулятором скорости приведена на рис. 26. Гидропривод состоит из насоса 1, соединенного с приводящим двигателем, и гидромотора 2, вал 3 которого соединен с электрогенератором и вращает центробежный регулятор 4, перемещающий при изменении частоты вращения гидромотора 2 золотник 5 гидрораспределителя

Когда от одного насоса приводится в действие два или более гидродвигателей, бывает необходимо обеспечить одинаковые скорости их выходных звеньев, несмотря на некоторое различие нагрузок. Такая потребность возникает, например, в гидроприводе грузоподъемной машины, в которой груз должен подниматься несколькими параллельно соединенными гидроцилиндрами без перекосов.

Синхронизировать движения гидродвигателей можно с помощью так называемого делителя потока (рис. 27),

принцип действия которого основан на дросселировании. В точке *M* поток разветвляется на два, каждый из которых проходит через постоянный дроссель *1*, а затем подводится к гильзе *5* с плавающим поршнем *4*. Последний играет роль клапана, перемещаясь в ту или другую сторону в зависимости от действующей на него разности давлений, которая возникает, когда вследствие разных нагрузок расход жидкости в одной ветви отличается от расхода в другой, поэтому потеря давления в одном дросселе больше, чем в другом. Перемещаясь в сторону меньшего давления, например вправо, поршень *4* уменьшает площадь отверстия *2* и увеличивает площадь отверстия *3*. Поршень остановится тогда, когда давление в правой и левой полостях гильзы, а следовательно, и расход через эти полости будут одинаковыми.

3. ГИДРОЛИНИИ, ГИДРОЕМКОСТИ, РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ

3.1. Гидролинии

Надежность объемных гидромашин и гидроприводов в значительной мере зависит от совершенства гидравлических коммуникаций, а также от качества жидкости и ее очистки в процессе работы. Устройства, предназначенные для прохождения рабочей жидкости в процессе работы гидропривода, называют гидролиниями. В соответствии с выполняемыми функциями их разделяют на *всасывающие*, по которым рабочая жидкость движется к насосу; *напорные* – по которым рабочая жидкость под давлением движется от насоса к гидрораспределителю, гидродвигателю или гидроаккумулятору; *сливные* – по которым рабочая жидкость движется в гидробак.

Кроме того, различают гидролинии управления, по которым рабочая жидкость движется к устройствам для управления, и дренажные, по которым отводятся утечки рабочей жидкости.

Основные требования к гидролиниям – обеспечение минимального гидравлического сопротивления и прочности конструкции.

Для обеспечения минимального гидравлического сопротивления гидролинии и каналы следует выполнять по возможности максимального сечения с наименьшим числом местных сопротивлений.

Для напорных гидролиний скорость течения жидкости рекомендуется выбирать в пределах 5...10 м/с, а для всасывающих – 1...2 м/с.

3.2. Гидроемкости

Устройства, предназначенные для содержания рабочей жидкости с целью использования ее в процессе работы объемного гидропривода, называют гидроемкостями. К ним относят гидробаки и гидроаккумуляторы.

Гидробак предназначен для питания объемного гидропривода рабочей жидкостью и может находиться под атмосферным и избыточным давлением. Наиболее распространен гидробак открытого типа (рис. 28, а). Рабочая жидкость заливается в гидробак через горловину 1, снабженную сетчатым фильтром. Объем жидкости в гидробаке контролируется указателем уровня 4. В насос жидкость поступает через насадок с фильтром 3 и из гидросистемы в гидробак – через насадок 5. Для избегания барботажа (интенсивного перемешивания жидкости), который может привести к вспениванию последней, на насадке 3 устанавливают сетчатое устройство или перфорированный колпак для долбления струи.

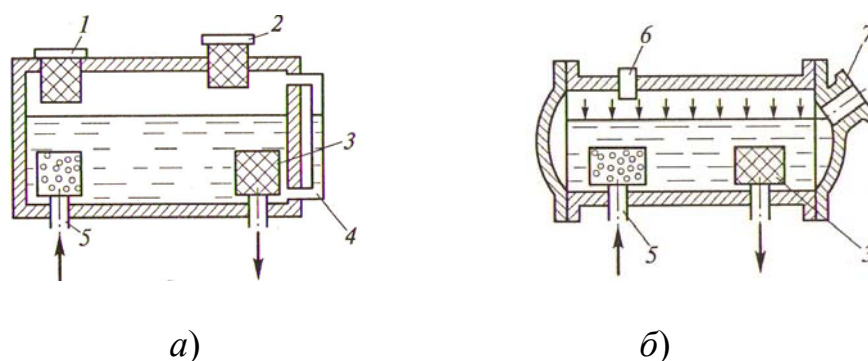


Рис. 28. Схемы гидробаков: а – открытого типа; б – закрытого типа; 1, 7 – горловины; 2 – сапун; 3 – насадок с фильтром; 4 – указатель уровня; 5 – насадок; 6 – штуцер

Воздушный объем над свободной поверхностью жидкости сообщается с окружающей средой через сапун 2, снабженный воздушным фильт-

ром тонкой очистки для защиты внутреннего объема гидробака от мелко-дисперсного загрязнителя, содержащегося в атмосфере.

В системах, предназначенных для работы в условиях переменного атмосферного давления, применяют герметичные гидробаки с наддувом инертным газом (азотом), который не вызывает окисление масла, через штуцер 6. Жидкость возвращается из гидросистемы в гидробак через насадок 5 с перфорированным колпаком для долбления струи. Гидробак заправляют жидкостью через специальную, снабженную фильтром, горловину 7, герметично перекрываемую крышкой.

Гидроаккумулятор – емкость, предназначенная для аккумулирования энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением. Гидроаккумулятор, в котором накапливание и возврат (отдача) энергии происходят за счет сжатия и расширения газа, называют *пневмогидроаккумулятором*. В системах гидропривода преимущественно применяют аккумуляторы этого типа.

Пневмогидроаккумулятор представляет собой закрытый сосуд (рис. 29), заполненный сжатым газом с некоторым начальным давлением зарядки. При подаче в этот сосуд жидкости объем газовой камеры уменьшается, вследствие чего давление газа повышается, достигая к концу заряда жидкостью некоторого заданного максимального значения.

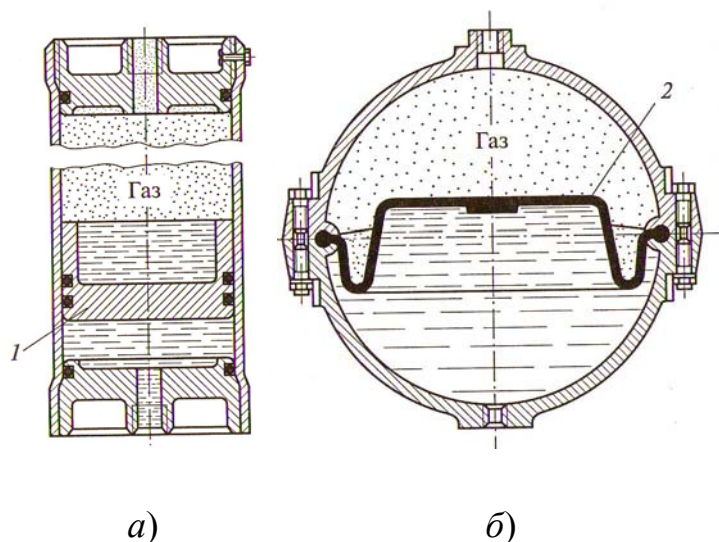


Рис. 29. Пневмогидроаккумулятор с разделителем сред: а – с поршневым разделителем сред 1; б – с диафрагменным разделителем сред 2

В пневмогидроаккумуляторах, применяемых в гидроприводах, жидкость и газ обычно разделены поршнем или иными средствами для устра-

нения возможности растворения газа в жидкости. В соответствии с типом применяемого разделителя сред различают поршневые (рис. 29, а) и диафрагменные (рис. 29, б) пневмогидроаккумуляторы.

Недостатки первых – трение поршня в цилиндре, на преодоление которого расходуется энергия пневмогидроаккумулятора, а также возможность нарушения герметичности в соединении поршня и цилиндра. Кроме того, при наличии трения возможны скачкообразные движения поршня и, как следствие, колебания давления. Такие недостатки практически устранены в пневмогидроаккумуляторах, в которых среды разделяют с помощью эластичной резиновой диафрагмы.

Расчет пневмогидроаккумулятора сводится к определению его вместимости V_k и полезного объема V_n , под которым понимают объем жидкости, вытесняемый газом из пневмогидроаккумулятора в процессе его разряда. Произведение полезного объема на среднее давление газа в рабочем диапазоне давлений определяет накопленную энергию пневмогидроаккумулятора, которая отдается при разряде.

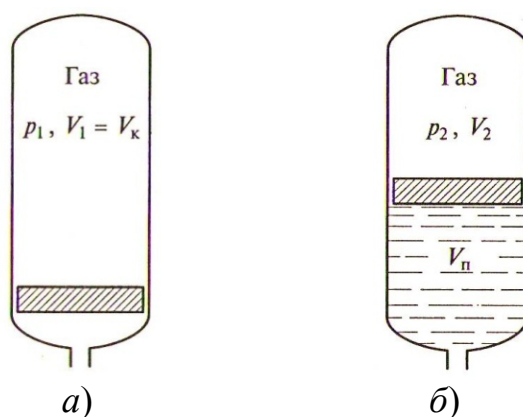


Рис. 30. Схемы для расчета пневмогидроаккумулятора: а - полностью разряженный; б – заряженный; p_1, p_2 – соответственно начальное и конечное давление; V_1, V_2 – соответственно начальный и конечный объем

Допуская, что изменение состояния газа представляет собой изотермический процесс, можно записать (рис. 30)

$$V_1/V_2 = p_1/p_2,$$

где p_1 и V_1 – начальные значения давления и объема газовой полости до заряда пневмогидроаккумулятора жидкостью; p_2 и V_2 – конечные значения

давления и объема газовой полости в конце заряда пневмогидроаккумулятора жидкостью.

Объем V_1 до заполнения пневмогидроаккумулятора жидкостью равен его вместимости V_k ($V_1 = V_k$), а полезный объем жидкости V_n равен разности объемов газовой полости при заряде (отмечен горизонтальной штриховкой):

$$V_n = V_1 - V_2.$$

Подставив в последнее выражение значение V_2 , получим величину полезного объема при полном вытеснении жидкости из пневмогидроаккумулятора:

$$V_n = V_1 \cdot (1 - p_1/p_2) = V_k \cdot (1 - p_1/p_2).$$

При быстром течении газа его состояние изменяется обычно на режимах, соответствующих политропному процессу.

Пневмогидроаккумулятор часто применяют как источник аварийного питания отдельных ветвей гидросистемы в случае отказа или выключения насоса, а также в случае, когда требуется какой-либо участок гидросистемы выдержать длительное время под постоянным давлением, например для длительной выдержки под давлением деталей, формируемых из резины. Аккумулятор может кратковременно развивать большую мощность, т.к. энергия, накопленная в нем, может быть отдана в течение короткого времени. Благодаря этому применение пневмогидроаккумуляторов особенно рентабельно в гидросистемах с большими пиками жидкости, значения которых намного превышают подачу насоса; это позволяет понизить мощность питающих насосов до средней мощности потребителей гидроэнергии. Насосы гидросистем с пневмогидроаккумуляторами переводят после заряда на режим холостого хода. При нерегулируемом насосе используют автоматы разгрузки (рис. 31).

При повышении давления в пневмогидроаккумуляторе 2 до значения, на которое отрегулирована пружина выключателя 1, подача насоса направляется в безнапорный гидробак 4. Пневмогидроаккумулятор 2 пита-

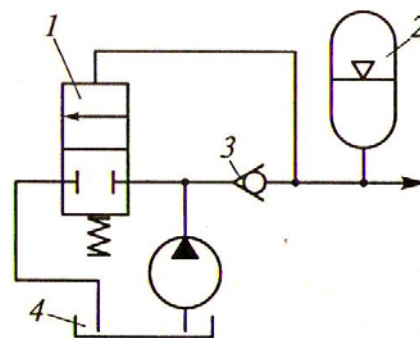


Рис. 31. Схема устройства для разгрузки нерегулируемого насоса при заряде пневмогидроаккумулятора: 1 – выключатель; 2 – пневмогидроаккумулятор; 3 – обратный клапан; 4 – гидробак

ет гидросистему, отключается от насоса и гидробака 4 с помощью обратного клапана 3. При разряде пневмогидроаккумулятора до заданного нижнего уровня давления выключатель 1 снова направляет подачу насоса в аккумулятор.

3.3. Рабочая жидкость гидропривода

Как и любой рабочий элемент конструкции, рабочая жидкость подвержена механическому и химическому разрушениям (деструкции), имеет ограниченный срок службы, который во многом зависит от типа жидкости, условий и режима эксплуатации, поэтому к ней предъявляют требования обеспечения прочности и долговечности. Жидкость является также смазывающим материалом (должна смазывать механизмы гидропривода) и охлаждающей средой.

В гидроприводах машин, предназначенных для работы в стабильных температурных условиях, обычно применяют рабочие жидкости минерального происхождения с вязкостью при температуре 50 °С 12 ... 40 сСт, а именно трансформаторное, веретенное, промышленное, турбинное и другие масла. Применение менее вязких жидкостей приводит к увеличению утечек, а более вязких – к увеличению гидравлических потерь.

Для работы в условиях широкого температурного диапазона, такого как (–60 ... +60 °С), применяют специальные смеси минеральных масел, обеспечивающих вязкость в заданном диапазоне температур в пределах 10 ... 1200 сСт. Таким требованиям отвечает масляная смесь АМГ-10.

Для работы при температуре около 180 ... 230 °С применяют синтетические жидкости на кремнийорганической основе. В настоящее время в гидросистемах широко используют водомасляные эмульсии и синтетические негорючие жидкости на водной основе. Используя такие материалы, следует учитывать их повышенную склонность к деструкции, коррозионную и кавитационную активность. Как правило, при этом следует снижать рабочее давление и частоту вращения вала гидромашин в 1,5 – 2 раза.

Фильтрация рабочей жидкости. Чистота рабочей жидкости определяет надежность гидроприводов. Источники загрязнения рабочей жидкости:

- остатки производства и ремонта гидромашин и аппаратуры (стружка, отделившиеся заусенцы);
- остатки при изготовлении и сборке гидролиний (окалина, брызги металла при сварочных работах);
- продукты изнашивания деталей;
- продукты старения уплотнений и деструкции жидкости;
- воздушная пыль.

Тонкость фильтрации определяется сроком службы и назначением гидropередачи. Для прецизионных следящих систем тонкость фильтрации должна составлять 1... 3 мкм, для следящих систем с высоким сроком службы (гидроприводов летательных аппаратов) – 5 мкм, для наземных гидropередач с повышенным сроком службы – 10 ... 15 мкм, для гидropередач с ограниченным сроком службы – 25 мкм.

С увеличением длительно действующего в гидropередачах давления (25 – 40 МПа) требования к чистоте рабочих жидкостей повышаются.

Фильтры на линиях гидросистем служат для выполнения следующих функций:

- очистки жидкости при заправке (заправочные фильтры), для чего часто используют центробежные очистители;
- очистки воздуха, соприкасающегося с жидкостью (воздушные фильтры гидробаков);
- непрерывной очистки рабочей жидкости при работе гидropередачи (рабочие фильтры, вмонтированные в линии гидросистем).

В последнем случае через фильтр пропускают обычно не менее 20 ... 30 % полного потока жидкости.

Фильтрующие элементы изготавливают из металлических сеток саржевого плетения, металлокерамики, специальной бумаги. Во избежание разрушения фильтрующих элементов тонкой очистки 2 (рис. 32) под действием возрастающего перепада давлений при их постепенном засорении устанавливают предохранительный клапан 3, ограничивающий этот перепад. Кроме того, предусматривают размещение сигнализатора, оповещающего о необходимости замены фильтра. Иногда

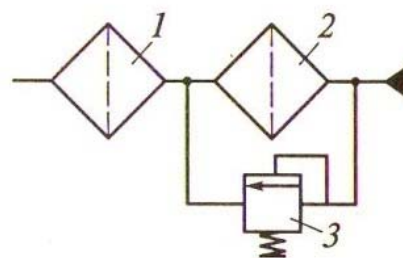


Рис. 32. Схема установки фильтров: 1 – фильтр грубой очистки; 2 – фильтр тонкой очистки; 3 – предохранительный клапан

для защиты системы от быстрого засорения за клапаном 3 устанавливают дополнительный фильтр 1 грубой очистки.

Размещение рабочих фильтров. Наиболее эффективна установка рабочего фильтра на линии всасывания основного или вспомогательного насосов. При этом весь поток, поступающий в систему извне, очищается. Однако такие фильтры имеют большие размеры и требуют частой замены для обеспечения малого гидравлического сопротивления линий всасывания.

Установка фильтров на основных напорных гидролиниях позволяет эффективно очищать полный поток, но требует фильтров с тяжелыми корпусами, способными противостоять высокому давлению.

Частичную фильтрацию потока в разомкнутой гидросистеме производят, устанавливая фильтр на линии слива, а в замкнутой – на линии нагнетания вспомогательного насоса. При этом очищается только часть потока, насосы не защищены от загрязнений, поступающих в гидробак, но фильтры имеют малые размеры и массу. Такой способ фильтрации части потока наиболее распространен в гидропередачах самоходных машин.

Для улучшения очистки жидкости, циркулирующей в основных гидролиниях замкнутых гидропередач при частичной фильтрации, получил распространение непрерывный отвод жидкости из них через золотниковый гидрораспределитель. Такой способ фильтрации – искусственное увеличение наружных утечек, но без ухудшения характеристик гидропередачи.

Поток, отводимый на пути к гидробаку, используется обычно для прокачки полостей корпусов насоса и гидродвигателя с целью их очистки от продуктов изнашивания и охлаждения.

Центробежные очистители жидкости. В гидросистемах некоторых машин применяют центробежные очистители жидкости (центрифуги), которые очищают ее от частиц загрязнителя с плотностью, превышающей плотность рабочей жидкости.

Принципиальная схема центробежного очистителя представлена на рис. 33. Жидкость, подлежащая очистке, подается через полую ось 2 под давлением 0,3 ... 0,6 МПа во вращающийся ротор 1, в котором она приобретает угловую скорость, приближающуюся к скорости ротора ω . Частицы загрязнителя с плотностью, превышающей плотность рабочей жидкости, отбрасываются под действием центробежной силы к стенкам ротора и оседают на них.

Охладители жидкости. Разность между мощностью, потребляемой насосом, и полезной мощностью гидродвигателей превращается в теплоту, поэтому рабочая жидкость в процессе работы гидропривода нагревается, что обычно наблюдается в гидросистемах с дроссельным регулированием и гидродинамических передачах.

В гидроприводах с насосами небольшой мощности (менее 6 кВт) рабочая жидкость охлаждается обычно без применения специальных охладителей – с помощью теплового излучения и конвективного переноса теплоты окружающей средой. Однако при большой мощности и длительных режимах работы гидросистемы необходимо применять для обеспечения требуемых температурных условий охлаждающие устройства (теплообменные устройства, или охладители).

Теплообменники устанавливают, как правило, на сливных линиях после гидродвигателей, переливных клапанов или на линиях отвода утечек из гидросистемы, т.к. в этих гидролиниях перед возвратом в гидробак жидкость имеет наибольшую температуру.

Теплообменники должны поддерживать оптимальную температуру в основных рабочих органах гидropередачи. При высокой температуре вязкость жидкости снижается и утечки увеличиваются. Если температура низкая, а вязкость жидкости соответственно велика, возрастают механические потери.

При чрезмерном повышении температуры и снижении вязкости жидкости возникает переход к граничному трению в нагруженных парах,

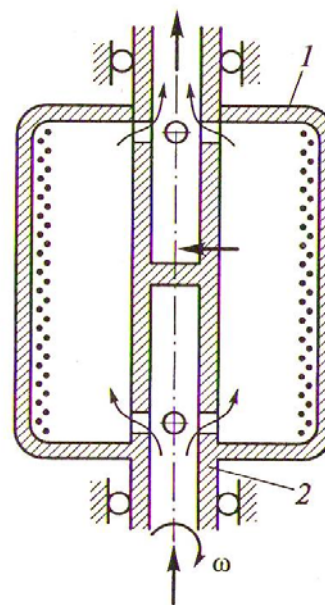


Рис. 33. Схема центробежного очистителя рабочей жидкости: 1 – ротор; 2 – полая ось; ω – угловая скорость ротора

поэтому они быстро изнашиваются. При этом ускоряется изнашивание уплотнительных резиновых элементов и деструкция жидкостей.

Максимальное значение КПД и большую долговечность охладителей гидроприводов (ОГП) можно получить при использовании жидкости в оптимальном интервале вязкости, соответствующем оптимальному интервалу температур. Чаще всего оптимальные интервалы вязкости $\nu_{\text{опт}} = (0,16 \dots 0,25) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$, соответственно при температуре $t_{\text{опт}} = 60 \dots 40 \text{ }^\circ\text{С}$; минимально допустимая вязкость $\nu_{\text{min}} = (0,04 \dots 0,06) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$, соответственно при максимальной температуре $t_{\text{max}} = 90 \dots 80 \text{ }^\circ\text{С}$. В указанных предельных условиях работы гидропередачи используют только кратковременно.

Гидродинамические передачи (ГДП) работают постоянно при температуре жидкости $t_{\text{опт}} = 70 \dots 90 \text{ }^\circ\text{С}$ и кратковременно при $t_{\text{max}} = 100 \dots 110 \text{ }^\circ\text{С}$, поэтому при использовании в приводах машин ГДП требуются специальные охладители жидкости.

4. ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ПРИВОД

В современной технике и, в частности, в системах автоматизации производственных процессов используют наряду с гидравлическими пневматические приводы и механизмы, основанные на использовании в качестве рабочей среды сжатого или разреженного воздуха. Применение пневмоприводов имеет особые преимущества в случаях, когда требуется быстро переместить нагрузки (выход), а также когда применение гидроприводов с минеральной рабочей средой недопустимо по правилам пожарной безопасности.

Пневматические приводы (системы) повсеместно применяют в полиграфическом машиностроении, литейных и сварочных агрегатах, оборудовании для термической обработки, подъемно-транспортных устройствах и других отраслях техники. Особенно широко пневмоприводы используют в устройствах и аппаратах управления транспортными машинами, в тормозных системах поездов, рулевом управлении транспортных средств, ракет и металлообрабатывающих станках. В последних пневмоприводы необходимы для выполнения операций автоматической загрузки и закрепления

заготовок, включения и выключения рабочих движений режущего инструмента, освобождения и удаления заготовок со станка и выполнения других функций по автоматизации станочных операций и контролю.

К основным достоинствам пневматических систем относят надежность и долговечность, быстроту действия (срабатывания), простоту конструкции и экономичность, обусловленные одноканальным питанием исполнительных пневмоагрегатов (отработавший воздух выпускается непосредственно в атмосферу без отводящих трубопроводов) и низкой стоимостью рабочей среды. Пневматические устройства безвредны с точки зрения безопасности, что способствует их широкому применению в горнодобывающей и химической промышленности.

Наряду с этими положительными качествами пневматические системы обладают рядом недостатков, вытекающих из самой природы рабочей среды – воздуха. Он обладает высокой сжимаемостью, ввиду чего при сжатии накапливает энергию, которая при известных условиях (больших инерционных нагрузках пневмодвигателя) может быть преобразована в кинетическую энергию движущихся масс нагрузки и вызвать рывки и удары. Сжимаемость воздуха в пневматических системах затрудняет возможность фиксации без применения специальных позиционеров и следящих устройств выходного звена пневмодвигателей в заданных промежуточных положениях.

Вследствие сжимаемости рабочей среды пневматические силовые системы не обеспечивают без специальных дополнительных средств необходимой плавности и точности хода, а также получение при переменной нагрузке равномерной и стабильной скорости. Помимо этого пневмоприводы имеют, как правило, более низкий КПД по сравнению с гидроприводами и требуют применения смазочных устройств.

Сжатый воздух для питания пневматических систем обычно вырабатывают компрессоры, которые обслуживают пневматические машины всего предприятия либо определенную их группу. Применяют преимущественно компрессоры объемных типов, главным образом пластинчатые и поршневые.

В подобных централизованных и групповых системах питания обычно применяют давление 0,5...0,6 МПа, при более высоком давлении пневмопривод питается от собственного компрессора. Распространены компрессоры на давление 5 МПа. В самолетных гидропневмосистемах давление воздуха доведено в целях уменьшения веса пневмоагрегатов до

10...15 МПа. В этом случае пневмоприводы питаются от предварительно заряженных сжатым воздухом (газом) баллонов.

Пневматические исполнительные механизмы представляют собой силовые устройства, предназначенные для выполнения команд, формируемых регулирующими или управляющими пневматическими системами. Такой механизм управляет непосредственно регулирующим органом (шибером, клапаном и т.д.) или иным устройством, например зажимом детали, механизмом для подачи инструмента и т.д.

В пневматике применяют довольно разнообразные пневматические механизмы. Однако в подавляющем большинстве случаев используют поршневые и мембранные исполнительные механизмы, т.к. они просты по конструкции, высоконадежны и обеспечивают значительные усилия на штоке. По сравнению с электрическим приводом поступательного движения, развивающим те же усилия, пневмопривод гораздо легче, дешевле и проще по конструкции.

Преимущества пневмопривода по сравнению с гидроприводом заключаются в относительной простоте конструкции как самого привода, так и устройств управления, и более низкой стоимости. Некоторая утечка воздуха, которая может происходить из пневмопривода, не отражается заметно на его работе. В противоположность этому утечка из гидропривода недопустима. Существенно также отсутствие обратных трубопроводов, т.к. отработавший воздух сбрасывается непосредственно в окружающую атмосферу.

Пневматические исполнительные механизмы могут работать при больших колебаниях температуры воздуха, тогда как масло резко меняет свою вязкость. Кроме того, при повышении температуры может возникнуть нежелательное явление – кавитация.

Скорости пневматических исполнительных механизмов при соответствующем выборе размеров проходных сечений достигают больших величин (порядка нескольких метров в секунду), тогда как скорости гидроприводов часто определяются производительностью насосного агрегата.

Усилия, развиваемые пневмоприводом, обычно меньше усилий, развиваемых гидроприводом тех же размеров; это связано с тем, что силовое давление воздуха в промышленных пневмосетях составляет обычно 0,4...0,6 МПа. В авиации используют питающее давление порядка 10 МПа и более, что обеспечивает большие усилия при сравнительно небольших габаритных размерах пневмопривода. Применение в промышленных уста-

новках сравнительно низкого давления воздуха связано с опасностью поломки и взрыва самого пневмопривода, подводящих трубопроводов и иных узлов, которые находятся под давлением. Для гидропривода опасности взрыва не существует, т.к. масло практически несжимаемо.

Вращательное движение, особенно вращение с неограниченным углом поворота выходного вала, удобнее всего реализовать на основе электрического силового привода, но в определенных условиях, например в пожаро- и взрывоопасных помещениях, пневмопривод конкурирует с электрическим. Пневматический вращательный привод целесообразно применять там, где необходимо обеспечить высокое число оборотов при сравнительно небольшой мощности (переносные шлифовальные круги, ручные дрели и т.д.). При необходимости плавно изменять число оборотов используют гидравлический вращательный привод.

Библиографический список

1. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта [и др.]. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.
2. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод / С.П. Стесин [и др.]. – М. : Академия, 2005. – 336 с. – ISBN 5-7695-2003-5.
3. *Осипов, П.Е.* Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод / П.Е. Осипов. – М. : «Лесная пром-сть», 1981. – 424 с.
4. *Евдокимов, А.И.* Гидромашины, гидроприводы и элементы гидропневмоавтоматики : метод. указания к лаб. работам / А.И. Евдокимов. – Владимир. : ВПИ, 1987.

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. ГИДРОАППАРАТУРА.....	3
1.1. Устройства (аппараты) распределения и регулирования....	3
1.2. Клапанные устройства регулирования.....	7
1.3. Ограничители (регуляторы) расхода жидкости.....	11
1.4. Дроссели.....	13
2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ.....	14
2.1. Объемный способ регулирования скорости гидромотора.....	15
2.2. Дроссельный способ регулирования скорости гидродвигателя.....	21
2.3. Сравнительные характеристики гидроприводов.....	25
2.4. Стабилизация и синхронизация движения выходных звеньев гидроприводов.....	27
3. ГИДРОЛИНИИ, ГИДРОЕМКОСТИ, РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ.....	29
3.1. Гидролинии.....	29
3.2. Гидроемкости.....	30
3.3. Рабочая жидкость гидропривода.....	34
4. ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ПРИВОД.....	38
Библиографический список.....	42

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

Методические указания по курсам «Гидравлика» и «Механика жидкостей и газов»

В двух частях

Часть 2. Гидравлические приводы, гидроаппаратура, устройства гидроавтоматики

Составитель

ЗУЕВ Константин Иванович

Ответственный за выпуск – зав. кафедрой профессор В.И. Тарасенко

Подписано в печать 08.09.11.

Формат 60x84/16. Усл. печ. л. 2,56. Тираж 110 экз.

Заказ

Издательство

Владимирского государственного университета.

600000, Владимир, ул. Горького, 87.