

Министерство образования и науки РФ  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
**«Санкт-Петербургский государственный лесотехнический  
университет имени С. М. Кирова»**

---

*Кафедра управления, автоматизации и системного анализа*

## **ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА**

Методические указания  
по выполнению практических занятий  
для подготовки бакалавров по направлению 15.03.04.  
**«Автоматизация технологических процессов и производств».**  
и бакалавра по направлению 27.03.04.  
**«Управление в технических системах».**

Санкт-Петербург  
2016

Рассмотрены и рекомендованы к изданию  
учебно-методической комиссией института управления и экономики в  
лесном секторе  
Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета

-- ----- 2016 г.

Составители:

кандидат технических наук, доцент В.В. Ченцов,  
старший преподаватель И. В. Елисеев.

Отв. Редактор

Кандидат технических наук, профессор В.А. Втюрин

Рецензент

Кафедра управления, автоматизации и системного анализа

СПбГЛТУ

В методических указаниях представлены программа курса для бакалавров направления 15.03.04. «Автоматизация технологических процессов и производств» и бакалавра по направлению 27.03.04. «Управление в технических системах», изучающих дисциплину «Гидропневмоавтоматика», четыре контрольных задачи и методические указания по их выполнению.

Выполняя задания, студенты знакомятся со средствами систем гидропневмоавтоматики, выполняют синтез системы гидравлического управления и систем пневмоавтоматики высокого давления, получают навыки расчета и анализа характеристик гидравлических усилителей, выполняют выбор конструктивных параметров пневмопривода.

## Введение

Данные методические указания предназначены для студентов изучающих курс «Гидропневмоавтоматика», при подготовке бакалавров по направлению 15.03.04.«Автоматизация технологических процессов и производств» и бакалавра по направлению 27.03.04. «Управление в технических системах».

Цель учебной дисциплины - получить знания и умения в разработке и практическом освоении средств систем гидро-пнемоавтоматики, которые могут использоваться при автоматизации производственных процессов.

В методических указаниях имеются два раздела, где рассматриваются элементы и устройства гидроавтоматики, а также элементы и устройства пневмоавтоматики высокого давления.

Основные преимущества гидравлических систем управления в возможности бесступенчатого регулирования скорости перемещения рабочих органов машин в широком диапазоне; легкое, плавное и безударное реверсирование подачи; возможность регулирования параметров системы во время работы; автоматическое предохранение от перегрузок; удобство автоматизации всего цикла работы.

Пневматические системы управления и приводы нашли широкое применение при механизации и автоматизации производственных процессов в различных отраслях машиностроения. При этом реализация схем автоматизации чаще осуществляется на базе пневматических устройств высокого давления, особенно с использованием малогабаритных пневматических устройств.

В методических указаниях представлены задачи для занятий:

- изложены вопросы условного обозначения элементов гидравлических схем управления и анализ типовых схем; имеются упражнения для практических занятий по синтезу схем управления.

- даны краткие теоретические сведения, содержащие необходимые расчетные зависимости и справочный материал, используемый при решении задач расчета и анализа гидравлических усилителей.

- содержатся общие сведения об пневматических устройствах высокого давления, типовые пневматические схемы и рекомендации по синтезу схем управления.

- расчета и анализа конструктивных параметров пневмоприводов.

В отчете студенты должны изложить задание, дать схемное решение задачи и описать работу схемы; привести вывод расчетной зависимости,

результаты расчета и график статической характеристики, см. раздел «Содержание отчета».

### *Общие методические указания*

Изучение курса «Гидропневмоавтоматика» складывается из следующих элементов: самостоятельного изучения его студентами по учебным пособиям, выполнения контрольной работы, прослушивания лекций, выполнения лабораторных работ. Кроме того, учебным планом предусматривается сдача зачета по курсу.

Дисциплина «Гидропневмоавтоматика» изучается студентами в основном самостоятельно, путем проработки соответствующих разделов рекомендуемой литературы, выполнения контрольных заданий. Изучать курс рекомендуется в той последовательности, в какой построена рабочая программа, (см. «Приложение») стараясь как можно глубже и основательнее усвоить все разделы курса. Если при изучении дисциплины или выполнении контрольной работы у студента возникают неясные вопросы, он может получить консультацию в письменной или устной форме на кафедре.

В период лабораторно-экзаменационной сессии студенты слушают лекции, и выполняет лабораторные работы. Лекции при этом носят в основном обзорный характер с разъяснением наиболее важных и трудных для понимания и усвоения вопросов курса. Перед выполнением лабораторных работ студент обязан теоретически подготовиться к каждой лабораторной работе по учебным пособиям, рекомендуемым кафедрой.

Контрольная работа состоит из четырех задач. Выбор варианта определяется последней цифрой номера зачетной книжки для задач нечетного номера (1 и 3) и предпоследней цифре зачетной книжки для задач четных номеров (2 и 4). Решение каждой задачи должно содержать исходные данные, методику и пример расчета, схемы и графики. Результаты расчетов рекомендуется сводить в таблицы.

После выполнения контрольной работы и всех лабораторных работ сдается зачет.

### *Литература*

1. ГОСТ 2.781-96 ЕСКД. Обозначение условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольные измерительные. М.1998.

2. Лозовецкий В. В. Гидро- и пневмосистемы транспортно - технологических машин: Учеб. пос. для вузов – СПб: Лань, 2012. – 560 с.

ЭБС <http://e.lanbook.com>

3. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: справочник – М.: Машиностроение 2008 г.640 с.

[http://e.lanbook.com/books/element.php?pl1\\_id=778](http://e.lanbook.com/books/element.php?pl1_id=778)

4. Лебедев Н. И. Гидравлика, гидравлические машины и объемный гидропривод: Учеб. пос. – МГУ 2002. – 232 с..

5. Бавельский М.Д., Девятов С.И. Справочник по пневмоприводу и пневмоавтоматике деревообрабатывающего оборудования – М.: Лесная промышленность 1983 г. 168 с..

6. Ченцов В.В. Технические средства автоматизации. Элементы и системы гидроавтоматики. Методические указания. ЛТА 1989 г. 40с..

7. Ченцов В.В. Технические средства автоматизации. Элементы и системы пневмоавтоматики. Методические указания. ЛТА 1991 г. 40 с.

## 1. ЭЛЕМЕНТЫ И УСТРОЙСТВА ГИДРОАВТОМАТИКИ

Под гидроприводом понимается гидросистема (система машин и гидроагрегатов), служащая для передачи посредством жидкости энергии на расстояние и преобразование ее в механическую энергию на выходе системы (в энергию движения гидродвигателя) и одновременно выполняющая функции регулирования и реверсирования скорости выходного звена. Всякий гидропривод состоит из источника расхода жидкости, которым в большинстве случаев служит насос, гидродвигателя, устройств управления, жидкостных магистралей (гидролиний) и прочих гидроаппаратов. Устройства управления предназначены для управления потоком или другими устройствами гидропривода. При этом под управлением потоком понимается изменение или поддержание на определенном уровне давления и расхода в гидросистеме, а также изменение направления движения потока рабочей жидкости. К устройствам управления относятся:

*гидрораспределители*, служащие для изменения направления движения потока рабочей жидкости и обеспечения требуемой последовательности включения в работу гидродвигателей;

*гидроклапаны давления* (напорный, редуционный и др.), предназначены для регулирования давления рабочей жидкости в гидросистеме;

*гидроаппаратура управления расходом* (дроссели и регуляторы расхода, синхронизаторы расхода), при помощи, которой изменяют параметры потока рабочей жидкости;

*гидравлические усилители*, предназначены для управления работой гидродвигателей с одновременным усилением мощности сигнала управления за счет внешнего источника питания.

## 1.1. Условное обозначение устройств управления гидравлических схем

Все аппараты и элементы на принципиальных гидравлических схемах имеют условные обозначения в соответствии с государственными стандартами.

**Гидрораспределители** предназначены для изменения направления, пуска и остановки потока масла в двух или более линиях в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия. Они позволяют реверсировать движение рабочих органов в станках, останавливать рабочие органы (трехпозиционные распределители), а также выполнять другие операции в соответствии со схемой исполнения распределителя.

Условные графические обозначения распределителей строятся из обозначений отдельных элементов и их комбинаций: 1 - позиций подвижного элемента, 2 - линий связи, 3 – проходов, 4 - элементов управления.

В распределителе рабочая позиция подвижного элемента изображается квадратом (рис. 1.).

Число позиций изображают соответствующим числом квадратов, например, две позиции (рис. 1, а), три позиции (рис.1, б). Распределители в принципиальных схемах изображают в исходной позиции, к которой подводят линии связи. Для того чтобы представить действие распределителя в другой рабочей позиции, необходимо мысленно передвинуть соответствующий квадрат на место исходной позиции, оставляя линии связи в прежнем положении.

Проходы изображают линиями со стрелками, показывающими направления потоков рабочей среды в каждой позиции (рис. 1, в). Примеры построения условных обозначений распределителей:

- распределитель четырехходовой двухпозиционный (распределитель 4/2) с механическим управлением (рис.1, г);
- распределитель 4/2 с ручным управлением (рис.1, д);
- распределитель 4/2 с электрическим управлением (рис.1, е и 1, ж);
- распределитель 4/2 с гидравлическим управлением (рис.1, з и 1, и);
- распределитель 4/3 с электрогидравлическим управлением (рис.1, к).

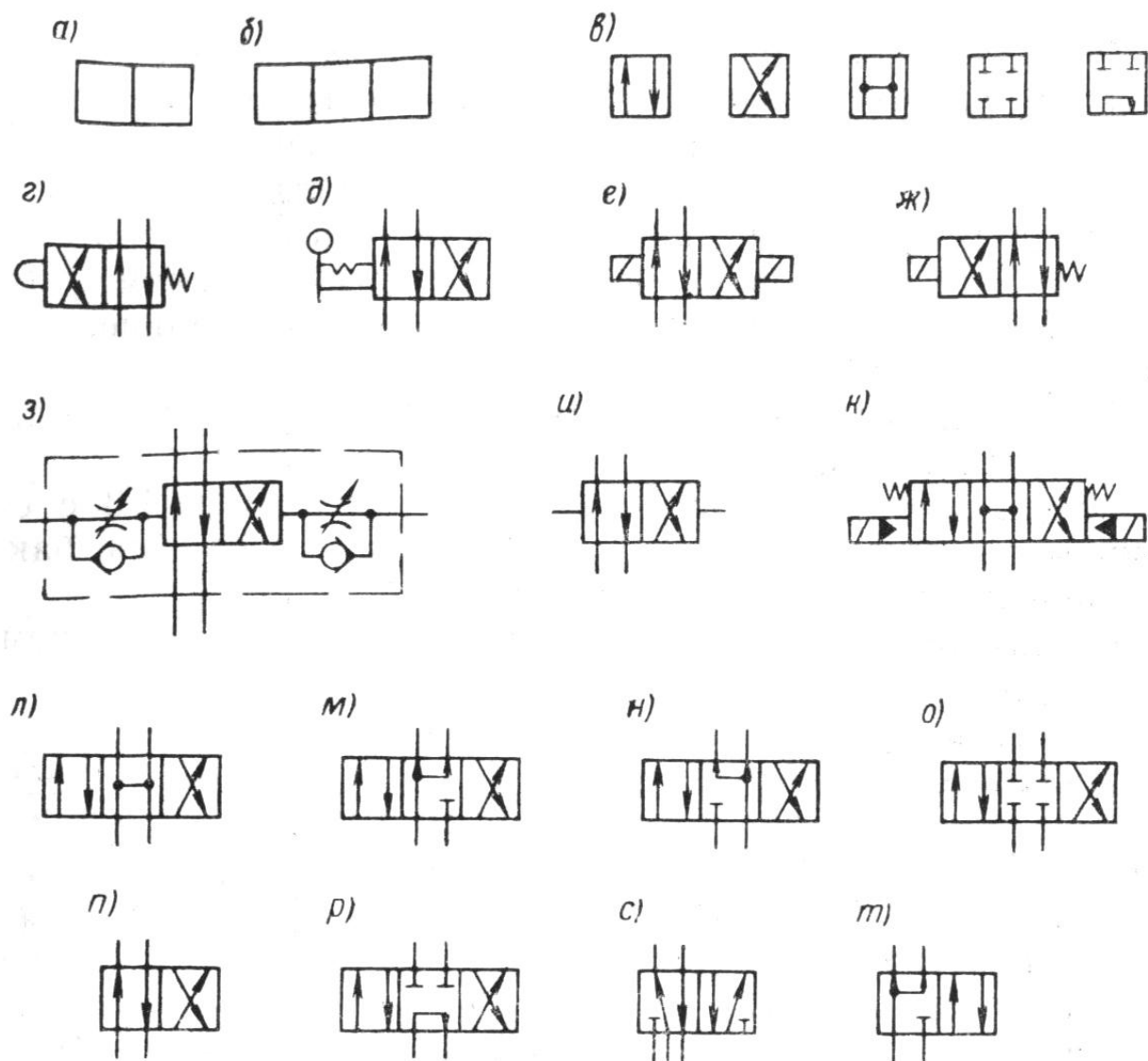


Рис. 1 Обозначения распределительной аппаратуры.

По классификатору станкостроения все приведенные выше распределители имеют следующие обозначения:

Г74-2 – распределители с ручным управлением;

Г72-1 - распределители с гидравлическим управлением;

Г73-1 - распределители с электрическим или пневматическим управлением;

Г74-1 - распределители с механическим управлением;

Г73-2 - распределители с электрогидравлическим или пневмогидравлическим управлением;

Нормализованные распределители могут иметь одно из восьми исполнений:

исполнение 1 (основное) – распределитель 4/3 с соединением нагнетательной линии и обоих отводов на бак при среднем положении золотника (рис.1, л);

исполнение 2 – распределитель 4/3 с соединением нагнетательной линии с обоими отводами и запертым сливом при среднем положении золотника (рис.1, м);

исполнение 3 – распределитель 4/3 с соединением обоих отводов на бак и запертой нагнетательной линией при среднем положении золотника (рис.1, н);

исполнение 4 – распределитель 4/3 с запертыми отводами, нагнетательной линией и сливом при среднем положении золотника (рис.1, о);

исполнение 5 – распределитель 4/2 (рис.1, п);

исполнение 6 – распределитель 4/3 с соединением на бак нагнетательной линии и запертыми отводами при среднем положении золотника (рис.1, р);

исполнение 7 – распределитель 5/2 с раздельным сливом (рис.1, с);

исполнение 8 – распределитель 4/2 для дифференциальной схемы включения (рис.1, т);

**Гидроклапаны давления** изменяют давление рабочей жидкости в гидросистеме. К аппаратам относятся различные клапана давления, ограничивающие, поддерживающие или регулирующие давление в гидросистеме за счет дросселирования проходящего через них потока масла. К аппаратуре регулирующей давление (рис. 2.), относятся:

- напорный золотник – Г54-2;
- напорный золотник с обратным клапаном – Г66-1;
- предохранительный клапан с переливным золотником – Г52-2;
- редуционный клапан – Г57-2.

**Золотники напорные** (рис. 2, а) предназначены для поддержания определенного постоянного давления в гидросистемах и предохранения гидросистем от перегрузки. Они также используются в качестве обратных клапанов, для дистанционного управления потоком и для блокировки. В напорном золотнике (рис. 2, а), на регулирующий (золотник) с одной стороны действует давление в напорной магистрали, с другой – усилие пружины. Если давление рабочей жидкости в напорной магистрали превысит заданную величину, золотник смещается и жидкость поступает на слив.



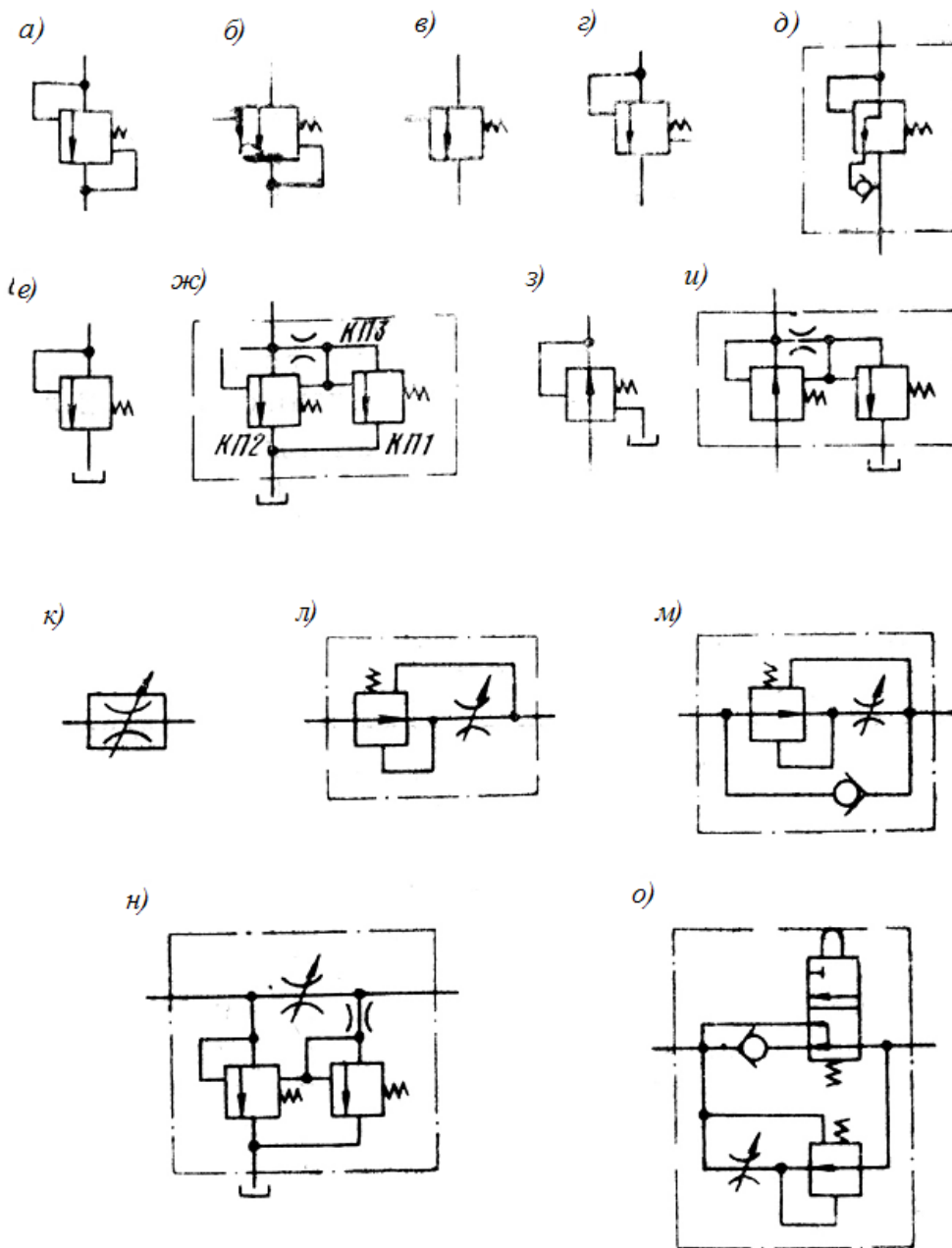


Рис. 2 Обозначения регулирующей аппаратуры.

Для различных целей золотник может быть применен в одном из четырех исполнений:

основное – предохранение системы от перегрузки или поддержание постоянного давления (рис. 2, а);

1 – разгрузка системы, для дистанционного управления (рис. 2, б);

2 – последовательная работа двух рабочих органов с дистанционным управлением (рис. 2, в);

3 - последовательная работа двух рабочих органов с непосредственным управлением по давлению (рис.2, з).

*Золотник напорный с обратным клапаном* (рис. 2, д) предназначен для пропускания жидкости в гидросистемах с заданным давлением в одном направлении и минимальной потерей давления в обратном направлении.

*Клапан предохранительный с переливным золотником* (рис. 2,е - упрощенное обозначение, рис. 2,ж – развернутое обозначение) предназначен для поддержания определенного давления и предохранения гидросистем от перегрузки. Клапан применяется также для принудительной разгрузки гидросистемы. Этот клапан давления (рис. 2,ж) состоит из предохранительного клапана КП1, переливного золотника КП2 и демпфера КП3 (отверстие небольшого диаметра). Если давление в гидросистеме выше настройки предохранительного клапана, он откроется и жидкость через демпфер, и предохранительный клапан пойдет на слив. Сопротивление демпфера приведет к изменению соотношения давлений жидкости, действующей на переливной золотник. Золотник смещается, открывая слив жидкости в бак.

*Клапан редуционный* (рис. 2,з - упрощенное обозначение, рис. 2,и – развернутое обозначение) служит для редуцирования давления в гидросистемах с целью создания постоянного давления, сниженного по сравнению с давлением, развиваемым насосом. Обычно клапаны применяются для предохранения части системы от повышения давления выше настройки клапана или для регулирования усилия, развиваемого рабочим органом.

***Гидроаппаратура управления расходом*** жидкости, которая ограничивает расход масла, поступающего к гидродвигателю, изменяет регулируемое гидравлическое сопротивление – дроссель или регулятор потока. Промышленностью выпускаются модификации дросселей и регуляторов потока, которые могут дополнительно иметь обратный клапан, предохранительный клапан, распределитель с механическим или электрическим управлением. К аппаратуре регулирующей расход, относятся:

- дроссель – Г77-1;
- регулятор потока – Г55-2;
- регулятор потока с обратным клапаном – Г55-3;
- регулятор потока с предохранительным клапаном – Г55-1;
- регулятор потока с обратным клапаном и распределителем – Г55-6;

*Дроссели* (рис.2, к) применяются для задания скорости перемещения рабочих органов, когда не требуется постоянства скорости при изменении нагрузки.

*Регулятор потока* (рис. 2, л) представляет собой комбинацию дросселя с регулятором, поддерживающим постоянный перепад давления на дросселирующей щели, благодаря чему практически исключается зависимость расхода масла, проходящего через дроссель, от нагрузки.

*Регулятор потока с обратным клапаном* (рис. 2, м) применяется для регулирования скорости движения рабочих органов станков в одном направлении независимо от нагрузки и возврата в исходное положение без регулирования скорости с минимальной потерей давления в аппарате.

*Регулятор потока с предохранительным клапаном* (рис. 2, . н) предназначен для задания скорости перемещения рабочих органов вне зависимости от нагрузки. Кроме того, аппарат работает подобно предохранительному клапану непрямого действия, защищая гидросистему от перегрузки.

*Регулятор потока с обратным клапаном и распределителем* (рис. 2, о) предназначен для выполнения следующего цикла движения рабочего органа: быстрый подвод – рабочая подача с регулируемой скоростью, независимой от нагрузки, - быстрый отвод, причем команда на переход от быстрого подвода к рабочей подаче дается от кулачка, установленного на рабочем органе.

## **1.2. Правила выполнения принципиальных гидравлических схем**

Правила выполнения гидравлических схем устанавливает государственный стандарт. Все элементы и устройства изображаются на схемах, как правило, в исходном состоянии: пружины – в состоянии предварительного сжатия, электромагниты – обесточены. Каждый элемент или устройство, входящее в изделие и изображенное на схеме, должны иметь буквенно-цифровое позиционное обозначение, состоящее из буквенного обозначения и порядкового номера, проставленного после буквенного обозначения. Буквенное обозначение должно представлять собой сокращенное наименование элемента, составленного из его начальных или характерных букв, например: клапан – К, дроссель – ДР.

Буквенные позиционные обозначения наиболее распространенных элементов:

устройство – А; гидроаккумулятор – АК; гидробак – Б; гидродвигатель поворотный – Д; гидроклапан – К; гидроклапан давления – КД; гидроклапан обратный – КО; гидроклапан предохранительный – КП; гидроклапан редукционный – КР; гидромотор – М; манометр – МН; насос – Н; насос-мотор – НМ; пневмогидравлический преобразователь – ПТ; гидрораспределитель – Р; реле давления – РД; регулятор потока – РП; фильтр – Ф; гидроцилиндр – Ц.

Порядковые номера элементам присваиваются, начиная с единицы, в пределах группы элементов, которым на схеме присвоено одинаковое буквенное позиционное обозначение, например, Р1, Р2, Р3 и т. д., К1, К2, К3 и т. д.. Буквы и цифры в позиционных обозначениях на схеме следует выполнять одним размером шрифта. Допускаются позиционные обозначения элементам присваивать в пределах отдельного устройства, например, в развернутом графическом обозначении предохранительного клапана с переливным золотником дать буквенное обозначение предохранительному клапану, демпферу и переливному золотнику.

На рис.3 приведены основные размеры обозначения элементов гидравлических (пневматических) устройств:

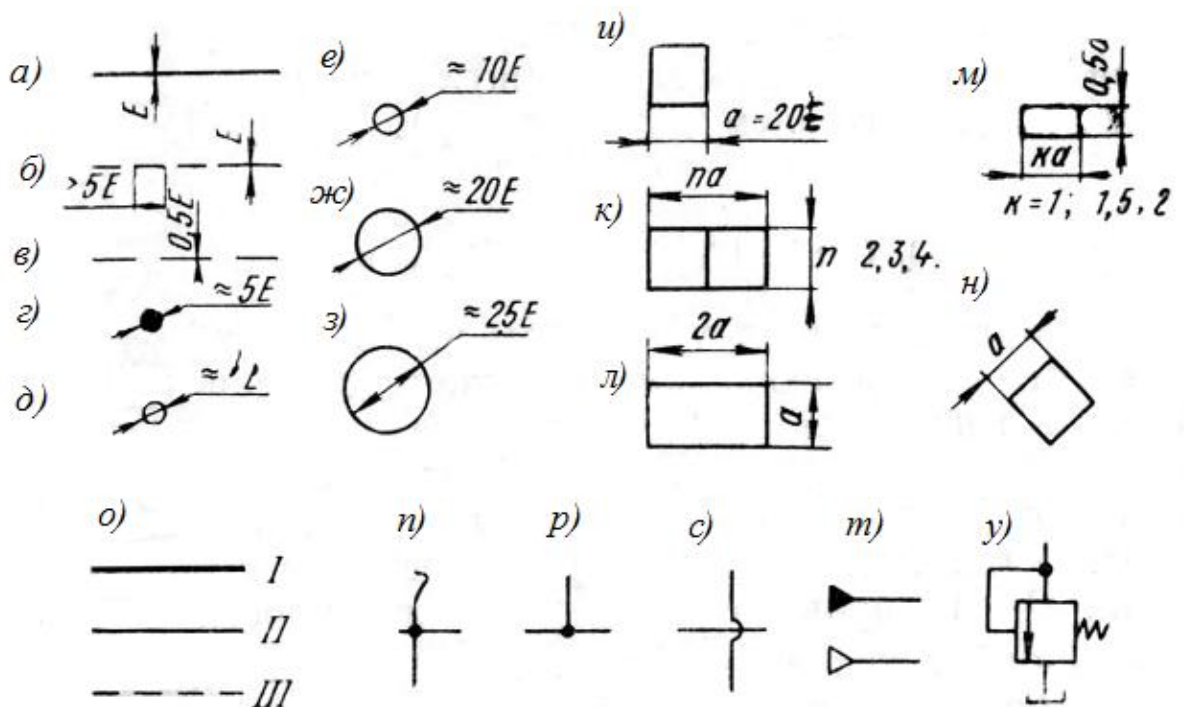


Рис. 3 Основные размеры обозначений элементов гидравлических схем.

*a, б* – линии связи; *в* – штрих-пунктирная линия для выделения нескольких элементов, образующих одно устройство; *г* – соединение линий потока; *д* – головка рукояток; *е* – ролик запорного органа обратного клапана; *жс* – измерительный прибор; *з* – насос, компрессор; *и* – клапан давления; *к* – распределитель; *л* – гидро-пневмоцилиндр; *м* – управление распределителем; *н* – фильтры.

В гидравлических (пневматических) принципиальных схемах элементы линий связи изображаются согласно государственному стандарту. Примеры обозначения линий связи показаны на рис. 3. *о*, 1 – линия всасывания, напора, слива; 11 – линии управления; 111 – дренажные (отвода утечек) линии.

**Примечание.** Линии всасывания, напора, слива должны быть в три раза толще линий управления и дренажных.

При начертании гидравлических (пневматических) схем соединения линий связи выполняются в соответствии с примером на рис. 3, *н* и рис. 3, *р*. а перекрещивание линий связи показано на рис. 3, *с*.

На линиях связи допускается указывать направление потоков рабочей жидкости. Допускается линиям связи присваивать порядковые номера, начиная с единицы, как правило, по направлению потока рабочей среды. Номера линий связи на схеме проставляют около обоих концов изображения. Порядковые номера дренажных линий связи присваивают после всех номеров линий связи.

При сокращении длины линий нагнетания источник питания не изображают, а около соответствующего элемента и устройства показывают подвод рабочей среды (для гидравлических и пневматических схем, рис. 3, *т*). При сокращении линий слива и дренажа баки повторно изображают около соответствующего элемента (рис. 3, *у*).

### 1.3. Схемы типовых гидросистем

Гидравлическая схема современного станка позволяет управлять скоростью и направлением движения рабочих органов, обеспечивает требуемую последовательность их работы, создает и поддерживает необходимое давление в системе и т. д.. Гидравлические схемы любой сложности комплектуются из элементарных гидравлических схем и их комбинаций. Ввиду практически неограниченности возможных комбинаций таких элементарных схем, из которых комплектуются более сложные гидросистемы разнообразных машин и установок, ограничимся лишь описанием наибо-

лее типовых элементов схем и их комбинаций. При рассмотрении элементарных схем следует учесть, что для упрощения чертежей ряд практически обязательных элементов опущен, если они не используются для реализации рассматриваемой функции.

### 1.3.1. Реверсирование

В гидравлических схемах реверсирование можно осуществить, используя для этого один или несколько распределителей.

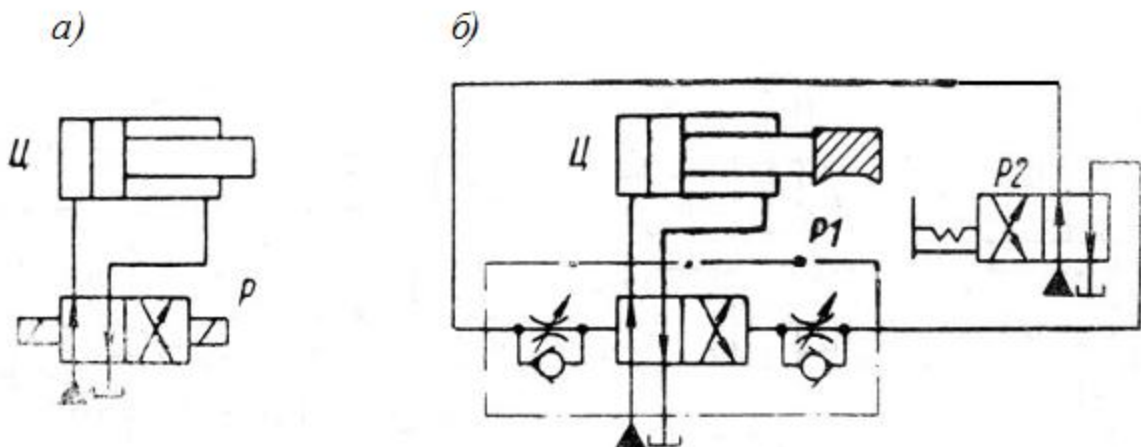


Рис.4 Реверсирование в гидравлических схемах.

На рис.4. а показана схема, в которой используется распределитель с электрическим управлением. При включении электромагнитов распределитель соединяет одну из полостей цилиндра с нагнетательной магистралью, а другую – со сливной.

На рис. 4, б показана схема, в которой используются два распределителя: кран управления P2 и распределитель с гидравлическим управлением P1. Схема применяется для управления цилиндром, когда требуется расход, превышающий пропускную способность крана управления. Реверсирование схемы осуществляется при повороте упорами на штоке цилиндра рукоятки распределителя P2.

### 1.3.2 Регулирование скорости

Простым и наиболее распространенным регулятором скорости гидродвигателя является дроссель. Основным преимуществом гидропривода с дроссельным регулированием является возможность плавного изменения скорости простота управления. Дроссель в системах устанавливается либо

на входе, либо на выходе гидродвигателя или параллельно гидродвигателю (рис. 5.).

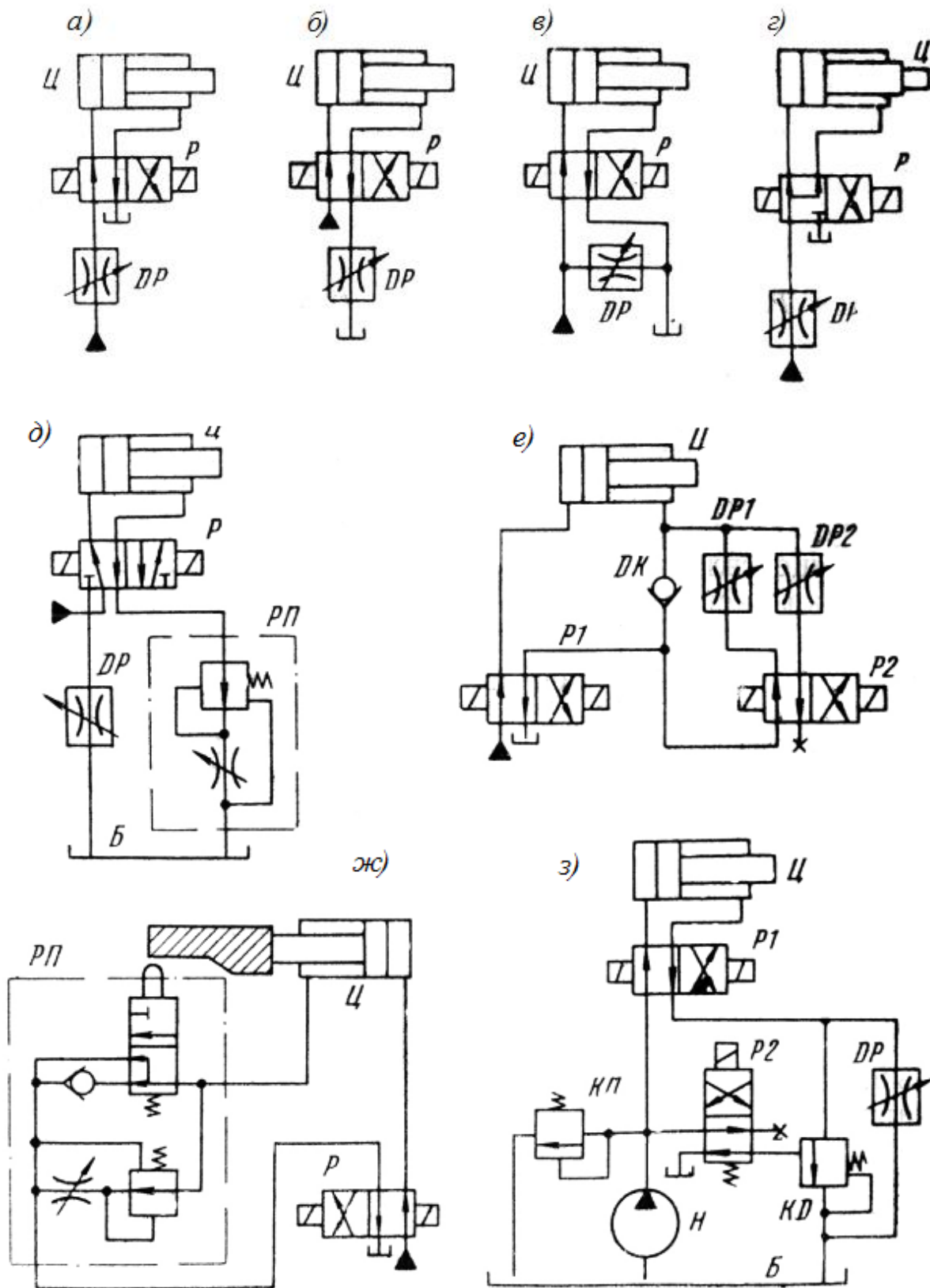


Рис. 5 Регулирование скорости в гидравлических системах.

**При включении дросселя на входе** (рис. 5, а) дроссель ДР устанавливается на нагнетательной магистрали, слив свободный. Недостатком такой схемы является отсутствие противодействия в штоковой полости, вследствие чего, трудно получить плавное движение поршня при знакопеременных нагрузках.

**При включении дросселя на выходе** (рис. 5, б) дроссель ДР устанавливается на сливной магистрали. Движение поршня получается плавным. Поскольку насосы подобных схем включения дросселей потребляют независимо от нагрузки на поршне максимальную мощность, соответствующую производительности насоса и настройки предохранительного клапана, обе рассмотренные схемы обладают относительно низким к. п. д..

**При включении дросселя на ответвлении** (рис. 5, в) дроссель ДР устанавливается параллельно двигателю. Преимуществом такой схемы является установление в полости нагнетания давления насоса, соответствующего полезной нагрузке (меньше, чем давление настройки предохранительного клапана). Однако при такой схеме включения дросселя труднее поддерживать постоянство скорости в зависимости от нагрузки, особенно при малых скоростях.

**В схемах с симметричным циклом** для получения равных скоростей в обоих направления движения поршня в гидросистемах используются распределители для дифференциальной схемы включения. В указанном на рис. 5, г положении распределителя (распределитель 8-й схемы исполнения) жидкость подводится одновременно к обеим полостям гидроцилиндра. Движение происходит вправо, так как усилие вправо, определяемое давлением рабочей жидкости и площадью поршня, будет больше усилия влево. Жидкость из штоковой полости цилиндра, через распределитель, поступает в бесштоковую полость. После реверсирования схемы в штоковую полость подается давление, бесштоковая полость соединяется со сливом. Равенство скоростей движения возможно при условии  $D^2 = 2d^2$ , где  $D$  – диаметр поршня,  $d$  – диаметр штока.

**В схемах с несимметричным циклом** при неравенстве скоростей движения прямого и обратного хода поршня расход жидкости задается дросселем или регулятором потока, встроенными в сливных магистралях на участке цилиндр – распределитель. При этом, аппарат регулирующий расход жидкости шунтируется обратным клапаном (см. пример синтеза гидравлической схемы для цикла: ИП – РП – Рв – БН – «Стоп» на рис. 9).



На рис. 5, д показан фрагмент схемы с распределителем 7-й схемы исполнения (распределитель с раздельным сливом), где скорость движения поршня влево задается дросселем ДР (быстрый отвод), а после реверсирования распределителя Р скорость движения вправо устанавливает регулятор потока РП (рабочая подача).

*Получение двух скоростей движения в одном направлении.* По ходу движения поршня вправо (рис. 5, е) распределитель Р2 соединяет дроссель ДР2 или ДР2 со сливом. При движении поршня влево обратный клапан ДК открывается, и жидкость проходит в цилиндр, минуя дроссели. В распределителе Р2 одно отверстие закрыто пробкой. При малых скоростях перемещение поршня (например, рабочая подача) вместо дросселя ДР2 предпочтительно применение регулятора потока.

На рис. 5, ж показан фрагмент схемы, в которой выполняется следующий цикл движения рабочего органа: быстрый подвод – рабочая подача с регулируемой скоростью и быстрый отвод. Из напорной линии через распределитель Р масло поступает в поршневую полость цилиндра Ц, а из его штоковой полости через распределитель регулятора потока РП и распределитель Р вытесняется в бак, в результате чего обеспечивается быстрый подвод рабочего органа. Когда кулачок переключит золотник, масло из штоковой полости может сливаться в бак только через регулятор потока, регулирующий скорость рабочей подачи. При переключении распределителя Р рабочий орган быстро отводится в исходное положение, так как масло свободно проходит в штоковую полость цилиндра сначала через обратный клапан, а затем через распределитель регулятора потока.

В гидросистеме (рис. 5, з) при включении электромагнита распределителя Р2 напорный золотник КД свободно пропускает масло в бак, обеспечивая быстрый подвод рабочего органа. При включении электромагнита масло сливается из цилиндра в бак через дроссель ДР (регулятор потока), регулирующий рабочую подачу.

### **1.3.3. Изменение и поддержание давления в гидросистеме**

*Предохранение от перегрузки и поддержание давления на заданном уровне.* Для этих целей широко применяется предохранительный клапан с переливным золотником, схема включения которого показана на рис. 6, а.

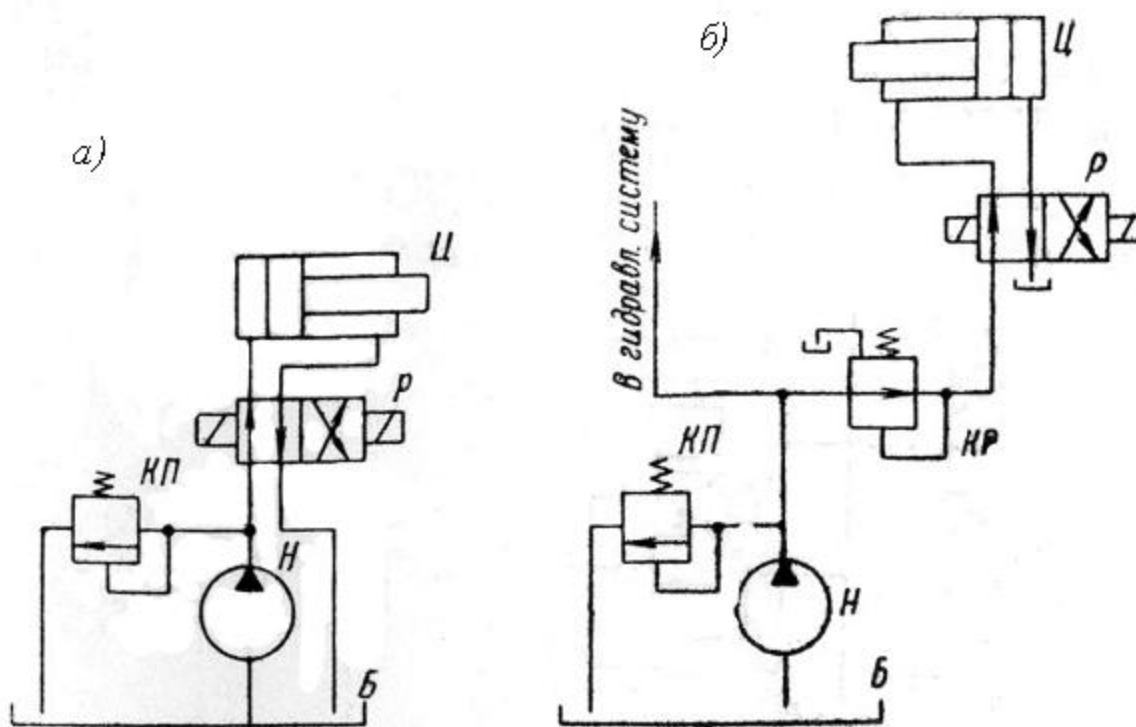


Рис. 6 Регулирование давления в гидросистемах.

Если давление в системе превысит усилие задающей пружины предохранительного клапана, то сместится переливной золотник, соединяя нагнетательную магистраль со сливом. Вместо предохранительного клапана в гидравлических схемах возможно применение напорного золотника.

**Снижение давления** (рис. 6, б) Для создания в некоторой части гидравлической системы, например, в цепи питания цилиндра Ц, давления, сниженного с давлением в остальной сети, применяют редуциционный клапан (КР). Давление на выходе редуциционного клапана определяется настройкой пружины клапана и остается постоянным вне зависимости от изменения давления развиваемого насосом, если это давление не уменьшается ниже настройки редуциционного клапана.

### 1.3.4 Разгрузка насоса

Часто, по условиям работы установки, имеются повторяющиеся промежутки времени, когда давление в гидравлической системы может снижено или вообще снято. Привод насоса при этом не отключается. Это повышает к. п. д. гидросистемы и срок службы ее элементов, особенно насо-

са, нагрев жидкости замедляется. Ниже рассматриваются некоторые способы разгрузки насоса и системы от давления соединением нагнетательной магистрали с сливной. В этом случае давление в системе определяется сопротивлением магистралей (рис. 7.).

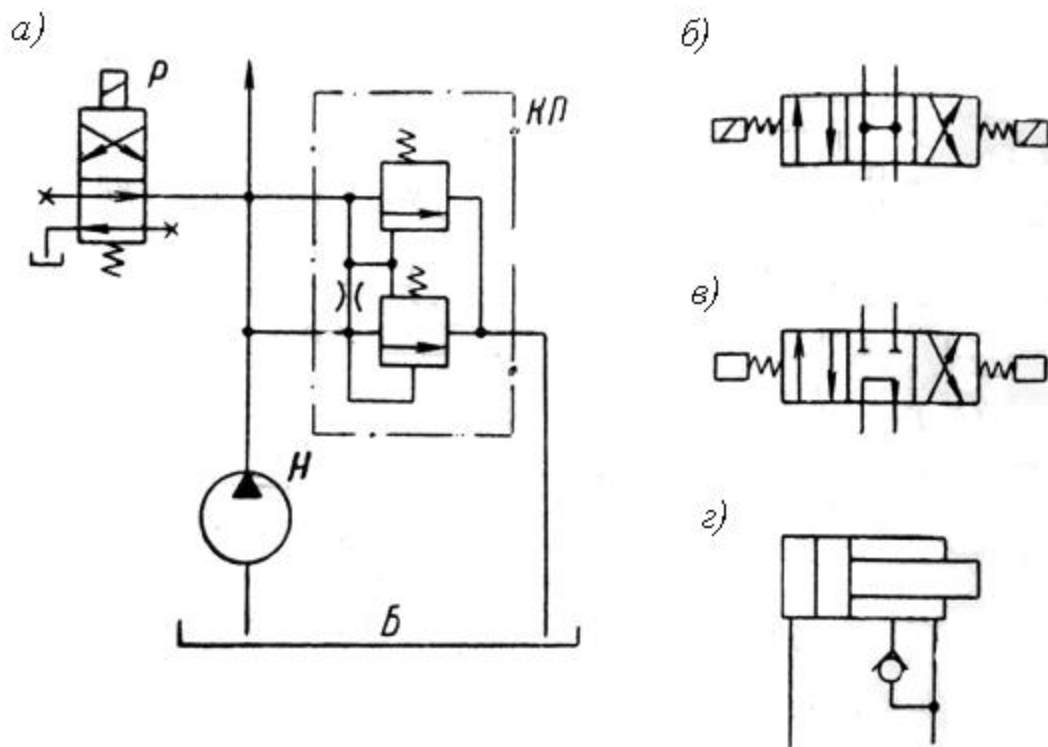


Рис. 7 Разгрузка насоса.

**Разгрузка через предохранительный клапан с переливным золотником.** На рис. 7, а представлена схема с развернутым условным обозначением предохранительного клапана. Разгрузка насоса в данной схеме осуществляется при включении электромагнита распределителя Р, когда жидкость из нагнетательной магистрали через демпфер клапана давления и распределитель Р пойдет на слив. Потери давления на демпфере приведут к изменению соотношения давлений жидкости, действующих на переливной золотник. Золотник смещается, открывая свободный проход жидкости в бак.

**Разгрузка через распределитель.** В данном случае используются распределители 1-й и 6-й схем исполнения. На рис. 7, б изображен распределитель с электрическим управлением первой схемы исполнения, который в

среднем положении (при выключенных электромагнитах) соединяет нагнетательную магистральную линию оба отвода со сливом.

Распределитель шестой схемы исполнения (рис. 7, в) соединяет на бак нагнетательную линию при среднем положении золотника.

**Разгрузка в крайнем положении хода поршня** (рис. 7, г) В конце движения поршня вправо открывается выход жидкости через обратный клапан слив.

### 1.3.5. Блокировки

**Удержание на весу поршневой группы вертикального цилиндра с помощью клапана давления.** Схема (рис. 8, а) устраняет возможность самопроизвольного перемещения поршня гидроцилиндра под влиянием сил, действующих на шток со стороны рабочих органов, например, при вертикальной компоновки цилиндра.

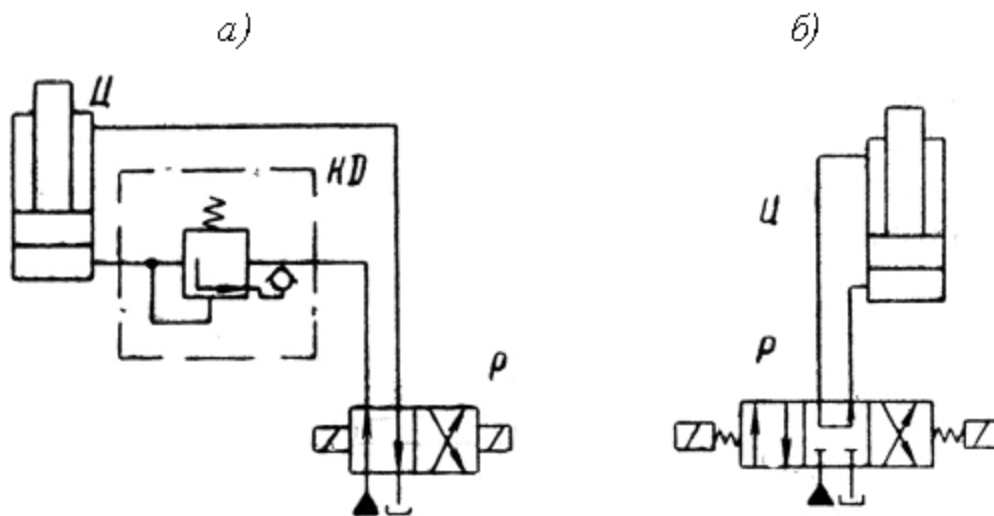


Рис. 8 Блокировки.

При перемещении поршня вниз жидкость из бесштоковой полости цилиндра открывает напорный золотник и через распределитель уходит на слив. При ходе поршня вверх обратный клапан свободно пропускает жидкость в нижнюю полость цилиндра. При выключении привода насоса поршень стремится опуститься, создавая в нижней полости цилиндра некоторое давление  $P_1$ , Если напорный золотник настроен на давление  $P_2 > P_1$ ,

он не откроется, и поршень не сможет опускаться. Возможно, однако, медленное опускание поршня за счет утечек.

**Удержание на весу поршневой группы вертикального цилиндра объединением обеих полостей.** Если у вертикального цилиндра достаточно велика разность между активными площадями штоковой и бесштоковой полостей, то при объединении обеих полостей цилиндра и отсечения их от нагнетательной и сливной магистралей (рис. 8, б) движение поршня становится невозможным, так как уменьшение объема одной из полостей цилиндра при этом не равно увеличению объема другой полости.

### 1.3.6. Фильтрация рабочей жидкости

Эффективными средствами удаления из рабочей жидкости механических примесей являются фильтры, с помощью которых удастся повысить надежность гидросистем и уменьшить эксплуатационные расходы.

Наиболее часто применяется установка в нагнетательном трубопроводе после предохранительного клапана (рис. 9). Установка фильтра до предохранительного клапана не желательна, так как при засорении фильтра возможна перегрузка насоса.

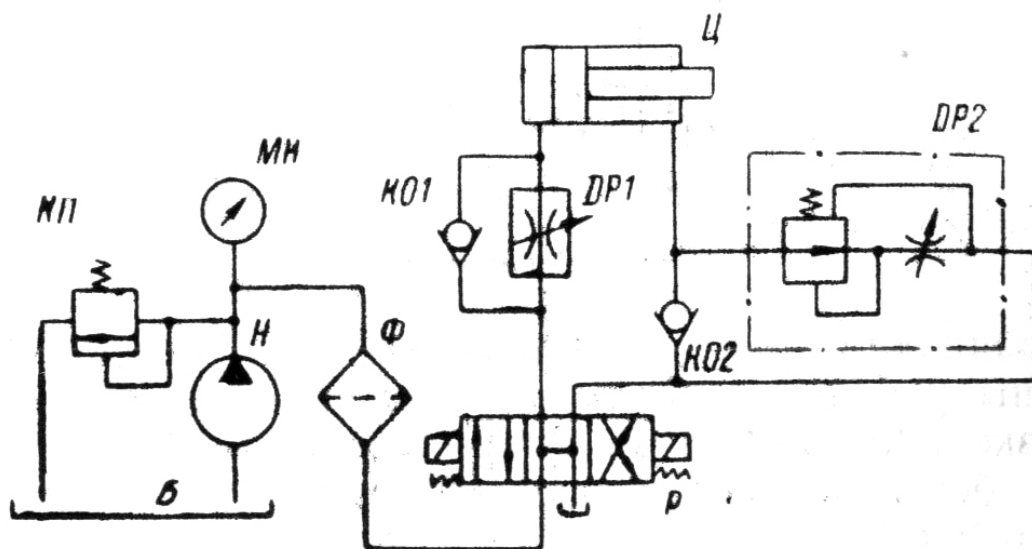


Рис. 9 Гидравлическая схема для цикла: ИП – РП – Рв – БН – «Стоп».

Более экономична схема с установкой фильтра на ответвлении, если пропускается через ответвление не менее 0,2 – 0,3 полного расхода.

Рекомендуется устанавливать фильтры перед ответственными устройствами, например, перед регулятором потока или перед гидравлическими усилителями.

Установка фильтра на всасывающей магистрали обеспечивает полную защиту гидросистемы. Однако при этом должно быть весьма малое падение давления на фильтре. Поэтому на всасывающей магистрали обычно ставят предохранительные фильтры из редкой сетки.

При установке фильтра в сливной магистрали необходимо предусмотреть установку параллельно фильтру обратного клапана, пропускающего масло в обход засоренного фильтра.

В гидравлических системах желательно также иметь возможность контролировать степень загрязнения фильтра (по изменению перепада давления), устанавливая до и после фильтра манометры.

### **ЗАДАНИЕ 1. Составление гидравлических схем автоматического управления**

Проектирование гидравлических систем управления станками и механизмами осуществляется с учетом циклов движения рабочих органов, которые характеризуют порядок чередования состояния покоя и движения, замедленного и ускоренного движения и т. д.. Ниже рассматривается ряд задач, в которых характерные виды движения поршня гидроцилиндра имеют следующие обозначения:

ИП – исходное положение исполнительного механизма; БВ – быстро вперед и БН – быстро назад, в этом случае скорость исполнительного механизма задается дросселем; РП – рабочая подача, скорость задается регулятором потока; Рв – реверс, изменение направления движения поршня; «Стоп» - остановка поршня с разгрузкой насоса;  $V_1 = V_2$  - схема с симметричным циклом.

Ниже приводятся варианты заданий:

**Задача 1.** Составить гидравлическую схему для цикла:

ИП – РП – Рв – БН – Рв. В схеме используются распределитель с гидравлическим управлением и кран управления.

**Задача 2.** Составить гидравлическую схему для цикла:

ИП – РП – Рв – БН – «Стоп». Цилиндр расположен вертикально. Распределитель в схеме с электрическим управлением.

**Задача 3.** Составить гидравлическую схему для цикла:

ИП – РП – «Стоп» - Рв – БН – Рв. В схеме используются распределитель с электрическим управлением.

**Задача 4.** Составить гидравлическую схему для цикла:

ИП –  $V_1$  – Рв –  $V_2$  – Рв, при этом  $V_1 = V_2$ . Цилиндр расположен вертикально. Распределитель в схеме с электрическим управлением.

**Задача 5.** Составить гидравлическую схему для цикла:

ИП – РП – Рв – БН – Рв. Цилиндр расположен вертикально В схеме используются распределитель с гидравлическим управлением и кран управления.

**Задача 6.** Составить гидравлическую схему для цикла:

ИП – БВ - РП – Рв – БН – Рв. В схеме используются распределитель с гидравлическим управлением и кран управления.

**Задача 7.** Составить гидравлическую схему для цикла:

ИП –  $V_1$  – Рв –  $V_2$  – Рв, при этом  $V_1 = V_2$ . В схеме используются распределитель с гидравлическим управлением и кран управления.

**Задача 8.** Составить гидравлическую схему для цикла:

ИП –  $V_1$  – Рв –  $V_2$  – «Стоп», при этом  $V_1 = V_2$ . Цилиндр расположен вертикально. Распределитель в схеме с электрическим управлением.

**Задача 9.** Составить гидравлическую схему для цикла:

ИП –  $V_1$  – Рв –  $V_2$  – «Стоп», при этом  $V_1 = V_2$ . Распределитель в схеме с электрическим управлением.

**Указания к решению задачи**

*Например:* Составить гидравлическую схему для цикла:

ИП – РП – Рв – БН – «Стоп». В схеме используются распределители с электрическим управлением.

Гидравлическая схема для данного цикла показана на рис. 9.

При составлении гидравлической схемы для заданного цикла необходимо в первую очередь показать: бак, насос, предохранительный клапан с манометром фильтром (насосная станция). Далее на схеме нужно показать поршень, в соответствии с заданием - распределитель или группу распределителей. Затем с учетом характера видов движения подключить гидравлические аппараты, реализующие отдельные типовые схемы. Проверить работу гидравлической схемы и после коррекции составить описание ее работы.

Рабочая жидкость от насоса Н поступает в нагнетательную магистраль, давление в которой задается предохранительным клапаном КП и контролируется по манометру МП. В нагнетательной магистрали установ-

лен фильтр Ф. При движении поршня вправо (РП), скорость задается дросселем с регулятором ДР2, параллельно которому установлен обратный клапан КО2. Скорость поршня влево (БН) задается дросселем ДР1 с установленным параллельно дросселю обратным клапаном КО1. В крайнем левом положении поршня при обесточенных электромагнитах распределителя Р осуществляется разгрузка системы через распределитель Р (команда «Стоп»).

### Содержание отчета

1. Алгоритм работы гидравлической схемы управления.
2. Гидравлическая схема.
3. Описание работы гидравлической схемы.
4. Выводы.

### 1.4. Гидравлические усилители.

Гидравлическими усилителями называется совокупность гидроаппаратов, предназначенных для преобразования и усиления мощности управляющего сигнала в мощность потока рабочей жидкости и изменения его направления в соответствии с управляющим сигналом. В усилителях в качестве дросселирующих элементов применяются сопло – заслонка, струйная трубка, игольчатые дроссели, одно-, двух- и четырехкромочные золотники.

В данных методических указаниях рассматриваются два типа усилителей (усилитель золотникового типа и усилитель типа сопло – заслонка) и некоторые их статические характеристики (рис. 10).

*Усилитель золотникового типа.* В усилителях золотникового типа происходит дросселирование потока рабочей жидкости путем изменения площади сечения отверстия между корпусом и плунжером. Жидкость от источника питания (насоса) подается во внутреннюю полость корпуса усилителя (рис. 10, а). С исполнительным механизмом (ИМ) усилитель соединяется трубопроводами. При постоянном давлении питания усилителя ( $p_0=const$ ) и постоянной нагрузке на исполнительном механизме ( $p_1=const$ ) расход жидкости через усилитель  $Q$  равен:

$$Q = \mu \omega \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}},$$



где  $\mu$  – коэффициент расхода проходного отверстия золотника;  $\omega$  – площадь проходного сечения золотникового усилителя;  $\rho$  – плотность жидкости;  $\Delta p$  – перепад давления в золотнике.

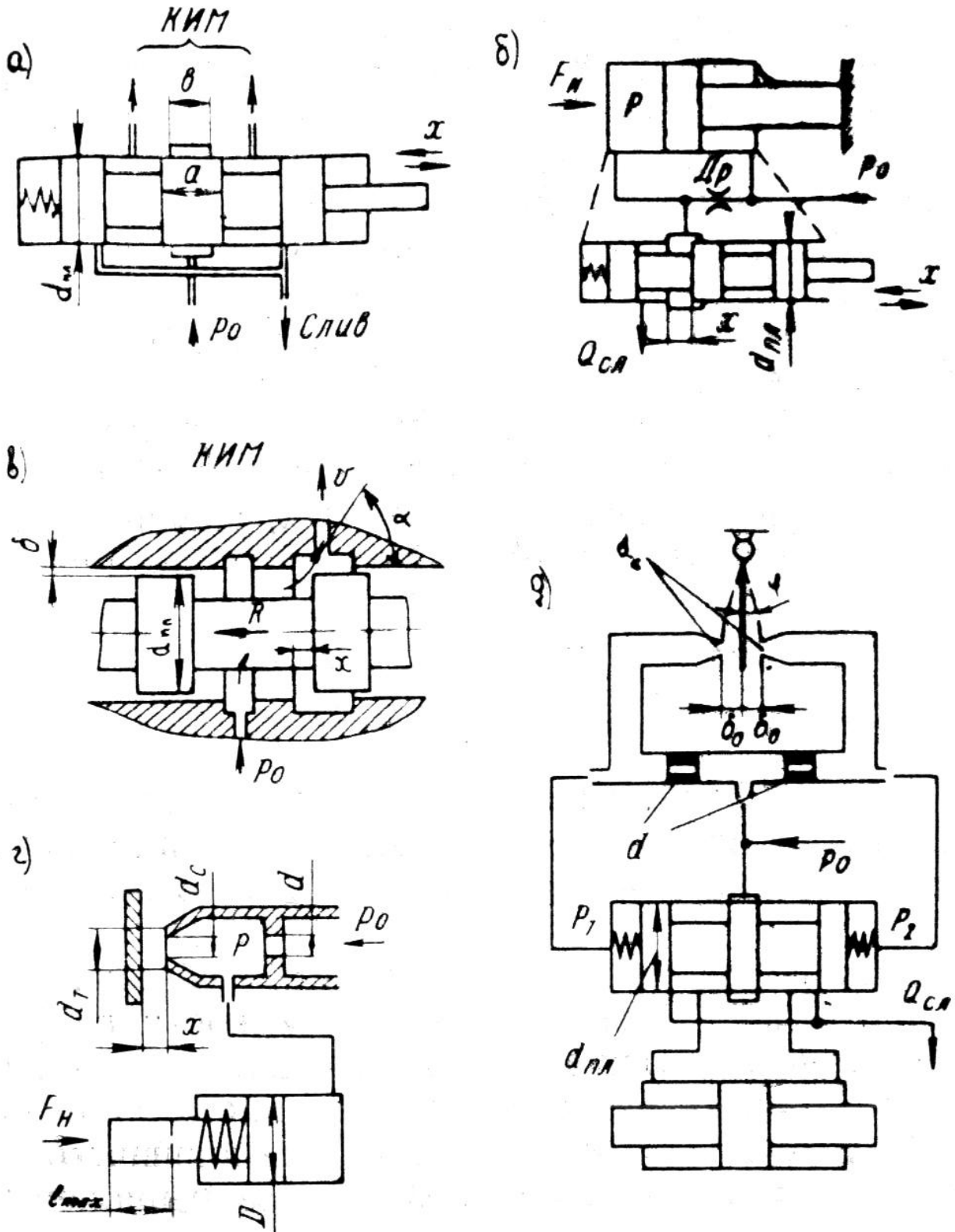


Рис. 10 Гидравлические усилители.

В гидравлическом отношении усилитель золотникового типа представляет собой один или несколько последовательно или параллельно включенных дросселей, объединенных в одной конструкции. На рис. 10, б представлена принципиальная схема следящего привода с одно кромочным золотником. При перемещении плунжера изменяется зазор, образованный кромкой плунжера и корпусом (золотника). Корпус золотника жестко связан (пунктирная линия) с цилиндром, который может перемещаться относительно неподвижно закрепленного поршня. Жидкость под давлением ( $p_0 = const$ ) подается в штоковую полость, а после дросселя в поршневую полость цилиндра и в золотник. При смещении плунжера (диаметр плунжера  $d_{пл}$ ), в связи с изменением зазора  $x$ , увеличивается или уменьшается давление  $p$  в поршневой полости цилиндра:

$$p = \frac{p_0}{1 + \left( \frac{\mu \pi d_{пл}}{\mu_{др} \omega_{др}} \right)^2 x^2},$$

где  $\mu_{др}$  и  $\mu$  - коэффициенты расхода дросселя (ДР) и зазора  $x$ , образованного плунжером и корпусом золотника;  $\omega_{др}$  и  $\omega = \pi d_{пл} x$  - площадь проходного сечения дросселя (ДР) и золотникового усилителя.

При малых давлениях и расходах рабочей жидкости можно пренебречь воздействием потока жидкости на плунжер золотникового усилителя. При значительных давлениях и расходах необходимо учитывать появление осевой неуравновешенной силы  $R$  (рис. 10, в). Для установившегося потока жидкости силу  $R$  можно определить выражения:

$$R = 2\mu^2 \pi d_{пл} \sqrt{x^2 + \delta^2} \Delta p \cos \alpha,$$

где  $\mu$  - коэффициент расхода проходного отверстия золотника с диаметром плунжера  $d_{пл}$ ,  $\delta$  - радиальный зазор между плунжером корпусом золотника,  $\Delta p$  - перепад давления в золотнике,  $\alpha$  - угол между осью потока жидкости в отверстии и осью плунжера ( $\alpha = 45 \div 70^\circ$ ).

*Усилитель с соплом и заслонкой.* Усилитель (рис. 10, г) состоит из дросселя с постоянным проходным сечением  $d$ , междроссельной камеры, сопло с диаметром  $d_c$  и заслонки. Сопло и заслонка образуют дроссель с переменным проходным сечением. Давление  $p$  в междроссельной камере зависит от зазора  $x$  между соплом и заслонкой. Междроссельная камера соединяется с исполнительным механизмом. Меняя величину зазора  $x$ , можно менять давление в междроссельной камере, а, следовательно, и положение исполнительного механизма.

Одна из статических характеристик усилителя представляет собой зависимость  $p$  в междроссельной камере от величины зазора  $x$  при неподвижном исполнительном механизме и  $p_0 = const$ . Значение  $p$  для каждого зазора можно найти из выражения:

$$p = \frac{p_0}{1 + \frac{16d_c^2}{d^4} x^2 \left(\frac{\mu_2}{\mu_1}\right)^2},$$

где  $d_c$  – диаметр сопла;  $d$  – диаметр постоянного дросселя;  $\mu_1$  и  $\mu_2$  – соответственно коэффициенты расхода рабочей жидкости через постоянный дроссель и через сопло с заслонкой.

При установлении мощности устройства управления гидроусилителя требуется определить усилие воздействия струи на заслонку. Сила динамического воздействия струи на заслонку  $N$  может быть достаточно точно определена из выражения

$$N = \left[ 8\pi(\mu_2)^2 + \frac{\pi}{6} \left( \frac{d_T^2}{2} + \frac{d_c^2}{d_T} \right) \left( 1 - \frac{16\mu_2^2 x^2}{\mu_c^2 d_c^2} \right) \right] p,$$

где  $\mu_2$  и  $\mu_c$  – соответственно коэффициенты расхода рабочей жидкости через сопло с заслонкой и расход сопла;  $d_c$  – диаметр сопла;  $d_T$  – диаметр торца сопла;  $p$  – давление в междроссельной камере;  $x$  – зазор между соплом и заслонкой.

Одним из недостатков конструкции гидроусилителя с соплом и заслонкой (рис. 10,з) – наличие неуравновешенной силы воздействия на заслонку струи, вытекающей из сопла при отсутствии сигнала управления. Этот недостаток отсутствует в двухкаскадном усилителе, представленном на рис. 10,д. Усилитель состоит из двух сопел диаметром  $d_c$ , одной заслонки, которая может поворачиваться на угол  $\varphi$ , и двух постоянных дросселей диаметром  $d$ . Пространство между соплами и постоянными дросселями образуют междроссельные камеры с давлениями  $p_1$  и  $p_2$ . Золотник гидроусилителя с диаметром плунжера  $d_{пл}$ , перемещается под действием перепада давлений  $\Delta p = p_1 - p_2$  и при  $\Delta p = 0$  занимает нейтральное положение под воздействием пружин. Зависимость  $\Delta p = f(\varphi)$  при  $p_0 = const$  и заторможенном исполнительном механизме называется статической перепадной характеристикой:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = p_0 \left[ \frac{1}{1 + m(\delta_0 \pm r\varphi)^2} - \frac{1}{1 + m(\delta_0 \mp r\varphi)^2} \right],$$

$$\text{где } m = \frac{16\mu_2^2 d_c^2}{\mu_1^2 d^2};$$

$d_c$  – диаметр сопла;  $d$  – диаметр постоянного дросселя;  $\mu_1$  и  $\mu_2$  – соответственно коэффициенты расхода рабочей жидкости через постоянный дроссель и через сопло с заслонкой;  $(\delta_0 \pm r\varphi)$  – расстояние между срезами сопел и заслонкой;  $p_0$  – давление питания усилителя.

## ЗАДАНИЕ 2. Расчет и анализ статических характеристик гидравлических усилителей.

Ниже изложены задачи, в которых студенты должны после проработки учебного пособия (2, 3, 4) получить зависимости статической характеристики и отобразить результаты расчетов, приведя схему гидравлического усилителя, с описанием его работы.

**Задача 1.** Установить зависимость расхода -  $Q$  через золотниковый усилитель (рис. 10,а) от смещения плунжера -  $x$ . Построить зависимость  $Q = f(x)$ . Система питается от насоса  $p_0=4\text{МПа}$ , гидроцилиндр работает под нагрузкой  $F_H = 20\text{кН}$ , эффективная площадь поршня  $S_{зф} = 5,03 \cdot 10^{-3}\text{м}^2$ . Диаметр плунжера усилителя  $d_{пл} = 16\text{мм}$ , коэффициент расхода  $\mu = 0,65$ , удельный вес жидкости  $\rho = 880\text{кг/м}^3$ , максимальное перемещение плунжера  $x_{max} = 0,1\text{мм}$ .

*Методические указания.* При постоянном давлении питания усилителя ( $p_0=const$ ) и постоянной нагрузке на исполнительном механизме ( $p_1=const$ ) расход жидкости через усилитель  $Q$  равен:

$$Q = \mu\omega\sqrt{2\Delta p/\rho},$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода проходного отверстия золотника;  $\omega$  – площадь проходного сечения золотникового усилителя;  $\rho$  – плотность жидкости;  $\Delta p$  – перепад давления в золотнике.

Площадь проходного сечения золотникового усилителя определяется по формуле  $\omega = \pi d_{пл} x$ , а перепад давления в золотнике определяем из выражения  $\Delta p = p_0 - p_1$ , при этом  $p_1$ -давление в рабочей полости гидроцилиндра работающего под нагрузкой  $F_H = 20\text{кН}$  и эффективная площадь поршня  $S_{зф} = 5,03 \cdot 10^{-3}\text{м}^2$ . Оно определяется выражением  $p_1 = F_H/S_{зф}$ . Тогда расход через усилитель определяется выражением:

$$Q = \mu \pi d_{\text{пл}} x \sqrt{2(p_0 - F_{\text{н}}/S_{\text{эф}})/\rho} \text{ или } Q = A \times x,$$

где  $A = \mu \pi d_{\text{пл}} \sqrt{2(p_0 - F_{\text{н}}/S_{\text{эф}})/\rho}$ .

Задаем смещение плунжера  $x$ , рассчитываем и строим график  $Q = f(x)$  при этом  $x_{\text{max}} = 0,1 \text{ мм}$ .

**Задача 2.** Рассчитать и построить зависимость скорости перемещения поршня гидроцилиндра  $v_{\text{п}} = f(x)$  от смещения плунжера гидравлического золотникового усилителя (рис. 10,а). Система питается от насоса  $p_0 = 5 \text{ МПа}$ , гидроцилиндр работает под нагрузкой  $F_{\text{н}} = 20 \text{ кН}$ , эффективная площадь поршня  $S_{\text{эф}} = 5,03 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ . Диаметр плунжера усилителя  $d_{\text{пл}} = 20 \text{ мм}$ , ширина проходного сечения окна золотника  $b = 16 \text{ мм}$ , коэффициент расхода  $\mu = 0,65$ , удельный вес жидкости  $\rho = 880 \text{ кг/м}^3$ , максимальное перемещение плунжера  $x_{\text{max}} = 0,1 \text{ мм}$ .

*Методические указания.* При постоянном давлении питания усилителя ( $p_0 = \text{const}$ ) и постоянной нагрузке на исполнительном механизме ( $F_{\text{н}} = \text{const}$ ) скорости перемещения поршня гидроцилиндра  $v_{\text{п}}$  определяется выражением:

$$v_{\text{п}} = Q / S_{\text{эф}},$$

где  $Q$  - расход через усилитель ( $Q = \mu \pi d_{\text{пл}} x \sqrt{2(p_0 - F_{\text{н}}/S_{\text{эф}})/\rho}$ ) см. задачу 1 и  $S_{\text{эф}}$  - эффективная площадь поршня.

Задаем смещение плунжера  $x$  рассчитываем и строим график  $v_{\text{п}} = f(x)$ , при этом  $x_{\text{max}} = 0,1 \text{ мм}$ .

**Задача 3.** Рассчитать и построить статическую характеристику  $p = f(x)$  одно кромочного золотникового усилителя (рис. 10,б) при неподвижном исполнительном механизме и при следующих данных: давление питания усилителя  $p_0 = 3 \text{ МПа}$ , диаметр постоянного дросселя  $d_{\text{др}} = 1,0 \text{ мм}$ , диаметр плунжера усилителя  $d_{\text{пл}} = 20 \text{ мм}$ , коэффициент расхода через постоянный дроссель  $\mu_{\text{др}} = 0,6$ , коэффициент расхода через золотниковый усилитель  $\mu = 0,7$ .

*Методические указания.* При смещении плунжера и изменении зазора  $x$ , давление  $p$  определяется выражением:

$$p = \frac{p_0}{1 + \left( \frac{\mu \pi d_{\text{пл}}}{\mu_{\text{др}} \omega_{\text{др}}} \right)^2 x^2},$$

где  $\mu_{др}$  и  $\mu$  - коэффициенты расхода дросселя (ДР) и зазора  $x$ , образованного плунжером и корпусом золотника;  $\omega_{др}$  и  $\omega = \pi d_{пл} x$  - площадь проходного сечения дросселя (ДР) и золотникового усилителя. Площадь дросселя

(ДР) -  $\omega_{др} = \frac{\pi d_{др}^2}{4}$ . Тогда статическая характеристика  $p = f(x)$  имеет

следующий вид

$$p = \frac{p_0}{1 + \left( \frac{4\mu d_{пл}}{\mu_{др} d_{др}^2} \right)^2 x^2}.$$

Изменяя  $x$  рассчитать и построить график статической характеристики  $p = f(x)$ .

**Задача 4.** Построить график зависимости скорости поршня гидроцилиндра  $v_{п} = f(x)$  от степени смещения плунжера золотникового усилителя (рис. 10,б). На исполнительный цилиндр (диаметр поршня  $D_1 = 60$  мм и штока  $D_2 = 30$  мм) действует сила  $F_{н} = 3500Н$ . Расчет проводить при следующих данных: давление питания усилителя  $p_0 = 5МПа$ , диаметр постоянного дросселя  $d_{др} = 4,0$  мм, диаметр плунжера усилителя  $d_{пл} = 10$  мм, коэффициент расхода  $\mu_1 = \mu_2 = 0,6$ .

*Методические указания.*

При смещении плунжера золотникового усилителя, например, влево уравнение неразрывности потока имеет вид:

$$Q_{др} = v f_1 + Q_{сл};$$

где  $Q_{др}$  - расход через дроссель Др,

$v$  - скорость цилиндра с площадью  $f_1$ ,

$Q_{сл}$  - расход жидкости в сливную магистраль.

Тогда скорость цилиндра

$$v = \frac{Q_{др} - Q_{сл}}{f_1}.$$

- расход через дроссель Др:

$$Q_{др} = \mu_{др} \omega_{др} \sqrt{2g \frac{p_0 - p}{\gamma}}.$$

- расход через щель золотника:

$$Q_{\text{сл}} = \mu \pi d_{\text{пл}} x \sqrt{2g \frac{p}{\gamma}}$$

где  $\mu_{\text{др}}$  и  $\mu$  – коэффициенты расхода,  $\omega_{\text{др}}$  и  $\pi d_{\text{пл}} x$  площадь отверстий, через которые протекает жидкость, причем,  $\omega_{\text{др}} = \frac{\pi d_{\text{др}}^2}{4}$ .

Скорость цилиндра представлена следующим выражением:

$$v = \frac{\mu_{\text{др}} \omega_{\text{др}}}{f_1} \sqrt{2g \frac{p_0 - p}{\gamma}} - \frac{\mu \pi d_{\text{пл}} x}{f_1} \sqrt{2g \frac{p}{\gamma}}$$

Если считать  $p_0 = \text{const}$  и пренебрегая силами инерции, условие равновесия цилиндра определяется выражением:

$$F = p f_1 - p_0 f_2,$$

Тогда

$$p = \frac{F + p_0 f_2}{f_1}$$

И подставим это значение давления в выражение скорости

$$v = \frac{\mu_{\text{др}} \omega_{\text{др}}}{f_1} \sqrt{2g \frac{p_0 (f_1 - f_2) - F}{f_1 \gamma}} - \frac{\mu \pi d_{\text{пл}} x}{f_1} \sqrt{2g \frac{F + p_0 f_2}{f_1 \gamma}}$$

Это выражение представим в следующем вид:

$$v = A - Bx,$$

При этом

$$A = \frac{\mu_{\text{др}} \omega_{\text{др}}}{f_1} \sqrt{2g \frac{p_0 (f_1 - f_2) - F}{f_1 \gamma}}; B = \frac{\mu \pi d_{\text{пл}} x}{f_1} \sqrt{2g \frac{F + p_0 f_2}{f_1 \gamma}}$$

Определяем эффективные площади цилиндра

$$f_1 = \frac{\pi D_1^2}{4} \text{ и } f_2 = \frac{\pi (D_1^2 - D_2^2)}{4},$$

подставляем в коэффициенты А и В и, определяем значение скорости для каждого положения плунжера усилителя.

Рассчитать и построить график зависимости скорости поршня гидроцилиндра  $v_{\text{п}} = f(x)$  от степени смещения плунжера золотникового усилителя.



**Задача 5.** Жидкость от насоса под давлением  $p_0=3\text{МПа}$  поступает к гидравлическому усилителю золотникового типа (рис 10,в), управляющему перемещением поршня гидроцилиндра. К штоку гидроцилиндра с эффективной площадью  $S_{эф} = 5,03 \cdot 10^{-3}\text{м}^2$ , исполнительного механизма (ИМ) приложена сила  $F_H = 10\text{кН}$ . Рассчитать и построить зависимость осевой неуравновешенной силы от смещения плунжера  $R = f(x)$ , если радиальный зазор между плунжером золотника и корпусом  $\delta = 80\text{мкм}$ , ширина проходного сечения окна золотника  $b = 20\text{мм}$ , диаметр плунжера  $d_{пл} = 20\text{мм}$ , угол между осью струи и осью плунжера меняется в пределах  $\alpha = 45^\circ \div 70^\circ$ , коэффициент расхода  $\mu = 0,7$ .

*Методические указания.*

Для установившегося потока жидкости силу  $R$  можно определить выражения:

$$R = 2\mu^2\pi d_{пл}\sqrt{x^2 + \delta^2}\Delta p \cos \alpha,$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода проходного отверстия золотника с диаметром плунжера  $d_{пл}$ ,  $\delta$  - радиальный зазор между плунжером корпусом золотника,  $\Delta p$  - перепад давления в золотнике,  $\alpha$  - угол между осью потока жидкости в отверстии и осью плунжера. Перепад давления в золотнике определяем из выражения  $\Delta p = p_0 - p_1$ , при этом  $p_1$ -давление в рабочей полости, гидроцилиндра работающего под нагрузкой  $F_H = 10\text{кН}$  и с эффективной площадью поршня  $S_{эф} = 5,03 \cdot 10^{-3}\text{м}^2$ . Оно определяется выражением  $p_1 = F_H/S_{эф}$ . Тогда зависимость осевой силы от смещения плунжера  $R = f(x)$ , имеет следующий вид

$$R = 2\mu^2\pi d_{пл}\sqrt{x^2 + \delta^2} (p_0 - F_H/S_{эф})\cos \alpha$$

Принимаем  $\alpha = 60^\circ$  и изменяя  $x$  рассчитываем и строим характеристику  $R = f(x)$ .

**Задача 6.** Рассчитать и построить статическую характеристику усилителя с соплом и заслонкой  $p = f(x)$  при неподвижном исполнительном механизме (рис. 10,з) и при следующих данных: давление питания усилителя  $p_0=1\text{МПа}$ , диаметр постоянного дросселя  $d_{др} = 0,9\text{мм}$ , диаметр сопла  $d_c = 1,0\text{мм}$ , коэффициент расхода через постоянный дроссель  $\mu_{др} = 0,6$ , коэффициент расхода через сопло  $\mu = 0,7$ .



*Методические указания.* Статическая характеристика усилителя представляет собой зависимость давления  $p$  в междроссельной камере от величины зазора  $x$  можно найти из выражения:

$$p = \frac{p_0}{1 + \left(\frac{4d_c\mu_2}{d^2\mu_1}\right)^2 x^2},$$

где:  $p_0$  - давление питания усилителя;  $d_c$  - диаметр сопла;  $d$  - диаметр постоянного дросселя;  $\mu_1$  и  $\mu_2$  - соответственно коэффициенты расхода рабочей жидкости через постоянный дроссель и через сопло с заслонкой.

Изменяя зазор  $x$  между соплом и заслонкой рассчитываем и строим характеристику  $p = f(x)$ . Зазор  $x$  задается в пределах  $0 \leq x \leq d_c/4$ .

**Задача 7.** Гидравлический усилитель с соплом и заслонкой выполнен по дифференциальной схеме (рис. 10,д). Вывести выражение и построить зависимость для статической характеристики  $\Delta p = p_1 - p_2 = f(\varphi)$  при неподвижном плунжере золотникового усилителя, считая, что при малых углах поворота заслонки зазор между соплом и заслонкой при повороте последней на угол  $\pm\varphi$  равен  $x = r\varphi$  ( $r$  - радиус, равный расстоянию от оси вращения заслонки до оси сопел). Давление питания усилителя  $p_0 = 2$  МПа, диаметр сопла  $d_c = 1,0$  мм, диаметр постоянного дросселя  $d_{др} = 0,8$  мм, коэффициенты расхода через сопло  $\mu_2 = 0,75$  и постоянный дроссель  $\mu_1 = 0,65$ .

*Методические указания.*

Зависимость  $\Delta p = f(\varphi)$  при  $p_0 = const$  и заторможенном исполнительном механизме определяется выражением:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = p_0 \left[ \frac{1}{1 + m(\delta_0 \pm r\varphi)^2} - \frac{1}{1 + m(\delta_0 \mp r\varphi)^2} \right],$$

где  $m = \frac{16\mu_2^2 d_c^2}{\mu_1^2 d^2}$ ;

$d_c$  - диаметр сопла;  $d$  - диаметр постоянного дросселя;  $\mu_1$  и  $\mu_2$  - соответственно коэффициенты расхода рабочей жидкости через постоянный дроссель и через сопло с заслонкой;  $\delta_0 = d_c/4 = 0,25$  мм - расстояние между срезами сопел и заслонкой;  $p_0$  - давление питания усилителя.

Считаем  $x = r\varphi$ . Изменяя зазор  $x$  между соплом и заслонкой рассчитываем и строим характеристику  $\Delta p = f(x)$ . Зазор  $x$  задается в пределах  $0 \leq x \leq 0,125$  мм.

**Задача 8.** Рассчитать и построить зависимость изменения положения поршня исполнительного механизма одностороннего действия  $l_{\text{п}} = f(x)$  при отклонении заслонки системы содержащей усилитель «сопло – заслонка» и гидроцилиндр одностороннего действия (рис. 10,з). Исполнительный механизм нагружен -  $F_{\text{н}} = 10\text{кН}$ , жесткость пружины  $C = 2 \cdot 10^4$  Н/м. Диаметр поршня исполнительного механизма  $D = 100$  мм, полный ход поршня  $l_{\text{max}} = 300$  мм. Давление питания на входе в усилитель  $p_0 = 2\text{МПа} = \text{const}$ , диаметр сопла  $d_c = 0,9$  мм, диаметр шайбы постоянного дросселя  $d = 1,0$  мм. Принять все коэффициенты расхода равными 0,7.

*Методические указания.*

Воспользуемся уравнением равновесия поршня: с одной стороны на поршень воздействует сила  $F_{\text{н}}$  и усилие пружины  $Cl_{\text{п}}$  а с другой - усилие обусловленное давлением  $p$  равным -  $p \pi D^2 / 4$ , получаем:

$$F_{\text{н}} + Cl_{\text{п}} = p \pi D^2 / 4,$$

Перемещение поршня определяется выражением:

$$l_{\text{п}} = (p \pi D^2 / 4 - F_{\text{н}}) / C = \frac{p_0 \pi D^2}{4C(1 + m^2 x^2)} - F_{\text{н}} / C,$$

где  $m = \frac{16\mu_2^2 d_c^2}{\mu_1^2 d^2};$

Изменяя зазор  $x$  между соплом и заслонкой рассчитываем и строим характеристику  $l_{\text{п}} = f(x)$ . Зазор  $x$  задается в пределах  $0 \leq x \leq 0,125$  мм.

**Задача 9.** Составить схему управления скоростью движения гидроцилиндра с помощью двухкаскадного усилителя, использующего в качестве первого каскада усилитель с соплом и заслонкой, собранный по дифференциальной схеме, а в качестве второго каскада – золотник с пружинами (рис. 10,д). Рассчитать зависимость открытия золотника от положения заслонки для следующих параметров системы. Давление на входе первого каскада усиления  $p_{01} = 2,5$  МПа, диаметр сопел  $d_c = d_{c1} = d_{c2} = 1,2$  мм,

диаметр постоянных дросселей  $d = d_1 = d_2 = 1,0$  мм, начальный зазор  $\delta_0 = 0,5$  мм. Коэффициенты расхода через постоянные дроссели принять равными - 0,7, через переменные дроссели – 0,5. Суммарная жесткость пружин золотника  $C_3 = 3,77 \cdot 10^4$  Н/мм, диаметр плунжера золотника  $d_{пл} = 20$  мм, максимальное перемещение плунжера от нейтрального положения  $x_{max} = 0,1$  мм.

*Методические указания.*

Считая, что силы давления на торцах золотника уравновешиваются только пружинами определяем, величину смещения плунжера золотника:

$$x_{пл} = \frac{n}{4 + n^4} \frac{\pi d_{пл}^2}{2C_3} p_{01},$$

где  $n = x/\delta_0$ .  $x$  – смещение заслонки,  $\delta_0$  - начальный зазор.

Изменяя зазор  $x$  между соплом и заслонкой рассчитываем и строим характеристику  $x_{пл} = f(x)$ . Зазор  $x$  задается в пределах  $0 \leq x \leq 0,125$  мм.

**Задача 10.** Вывести выражение и построить зависимость изменения усилия струи на заслонку от зазора  $N = f(x)$  для усилителя типа «сопло-заслонка» (рис. 10,з) при неподвижном исполнительном механизме. Диаметр сопла  $d_c = 1,0$  мм, диаметр постоянного дросселя  $d_{др} = 0,9$  мм, диаметр торца сопла  $d_T = 1,4$  мм, коэффициент расхода  $\mu_1 = \mu_2 = \mu_c = 0,65$ , давление питания усилителя  $p_0 = 5$  МПа.

*Методические указания.*

Сила динамического воздействия струи на заслонку  $N$  может быть достаточно точно определена из выражения

$$N = \left[ 8\pi(\mu_2)^2 + \frac{\pi}{6} \left( \frac{d_T^2}{2} + \frac{d_c^2}{d_T} \right) \left( 1 - \frac{16\mu_2^2 x^2}{\mu_c^2 d_c^2} \right) \right] p,$$

где  $\mu_2$  и  $\mu_c$  – соответственно коэффициенты расхода рабочей жидкости через сопло с заслонкой и расход сопла;  $d_c$  – диаметр сопла;  $d_T$  – диаметр торца сопла;  $p$  – давление в междроссельной камере;  $x$  – зазор между соплом и заслонкой.

Давления  $p$  в междроссельной камере можно найти из выражения:

$$p = \frac{p_0}{1 + \left( \frac{4d_c\mu_2}{d^2\mu_1} \right)^2 x^2}$$

Изменяя зазор  $x$  между соплом и заслонкой рассчитываем и строим характеристику  $N = f(x)$ . Зазор  $x$  задается в пределах  $0 \leq x \leq d_c/4$ .

## **Содержание отчета**

1. Схема и описание работы гидравлического усилителя.
2. Результаты расчета и характеристики усилителя.
3. Выводы.

## **2. ЭЛЕМЕНТЫ И УСТРОЙСТВА ПНЕВМОАВТОМАТИКИ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ**

Пневматические системы управления и приводы нашли широкое применение при механизации и автоматизации производственных процессов в различных отраслях машиностроения. При этом реализация схем автоматизации чаще осуществляется на базе пневматических устройств высокого давления, особенно с использованием малогабаритных пневматических устройств.

В методических указаниях содержатся общие сведения об пневматических устройствах высокого давления, типовые пневматические схемы и рекомендации по синтезу схем управления.

### **2. 1. Условные обозначения основных элементов пневматических схем**

На рис. 11 показаны обозначения элементов и устройств пневмоавтоматики высокого давления на принципиальных схемах управления.

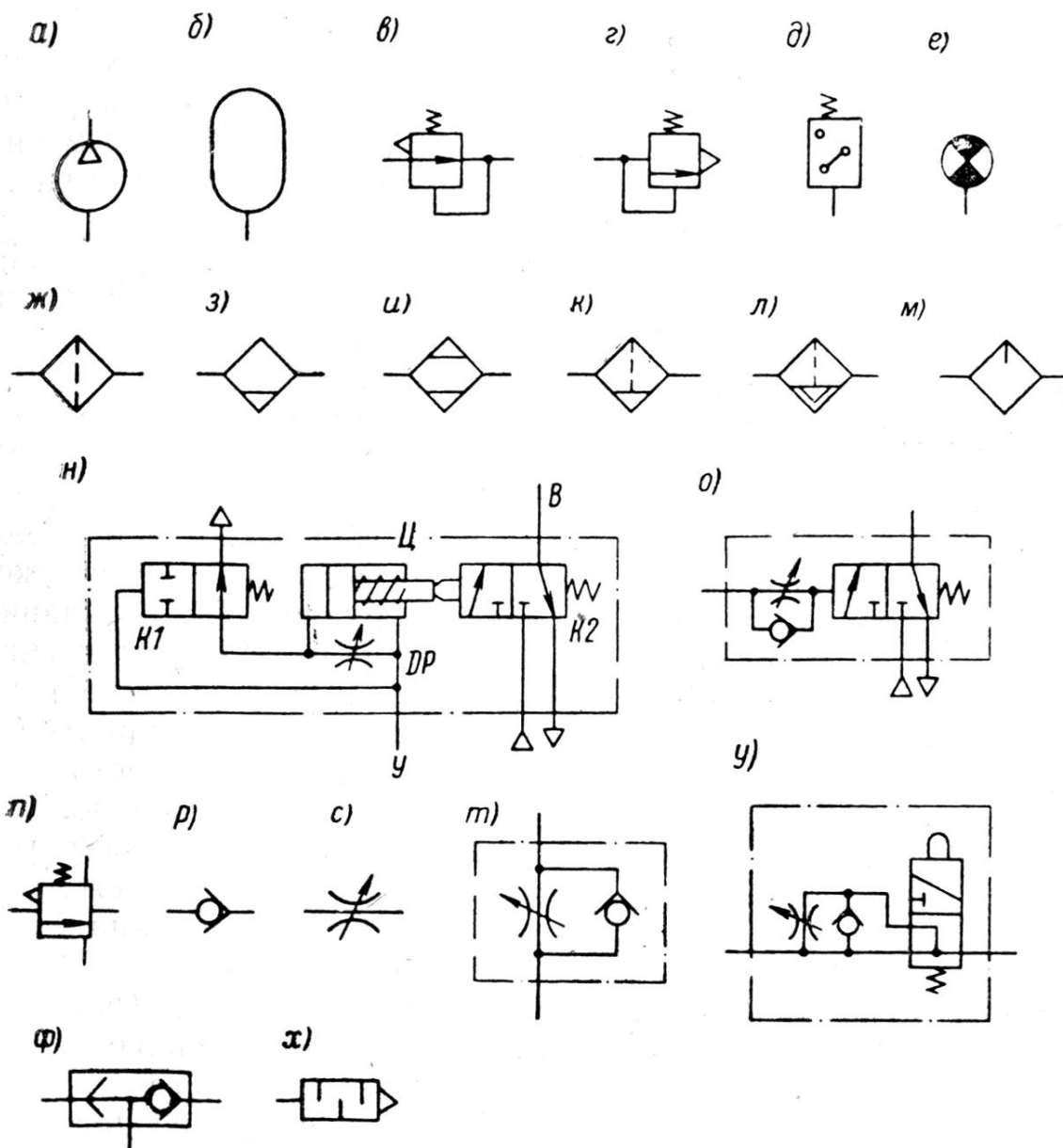


Рис. 11 Обозначения элементов и устройств пневмоавтоматики высокого давления.

*Компрессоры* (рис. 11, а) используются для питания сжатым воздухом пневматических систем.

*Ресиверы* (рис. 11, б) устанавливаются между компрессором и воздухопроводной сетью и служат для сглаживания пульсаций потока, поступающего от компрессора, создания запаса сжатого воздуха, для отделения воды и масла, содержащихся в сжатом воздухе.

*Пневмоклапан редуционный* (рис. 11, в) предназначен для понижения давления сжатого и автоматического поддержания его на заданном уровне.

*Пневмоклапан предохранительный* (рис. 11, з) предназначен для сброса сжатого воздуха из замкнутого объема при повышении давления сверх установленного.

*Реле давления* (рис. 11, д) предназначено для контроля давления в пневматических системах, осуществляемого воздействием на контакты микровыключателя, включенного в электрическую цепь управления.

*Индикатор давления* (рис. 11, е) предназначен для сигнализации о наличии давления на определенном участке пневматической системы.

Устройства для очистки воздуха подразделяются по назначению:

*фильтры* (рис. 11, ж) для очистки от механических загрязнений;

*влагоотделители* (рис. 11, з) для очистки от воды и масла в жидком состоянии;

*осушители* (рис. 11, и) для очистки от влаги в парообразном состоянии.

Применяются комбинации этих устройств: *фильтр-влагоотделитель* (рис. 11, к) или *фильтр-влагоотделитель с автоматическим отводом конденсата* (рис. 11, л).

*Маслораспылитель* (рис. 11, м) предназначен для внесения в сжатый воздух распыленного масла. Маслораспылитель используют для смазки трущихся поверхностей пневматических устройств (распределителей исполнительных механизмов) в пневматических системах.

*Пневмоклапан выдержки времени* предназначен для управления технологическим процессом по времени путем формирования сигналов требуемой длительности или задержки выходного сигнала по отношению к входному на определенное время. На рис. 11, н показано развернутое обозначение, а на рис. 11, о – упрощенное обозначение пневмоклапана. Данное временное устройство построено по принципу заполнения воздухом рабочего объема (емкости) через дроссель, в результате чего давление в емкости изменяется до величины, равной давлению срабатывания аппарата, выдающего командный сигнал. Пневматический сигнал подается к отверстию (У) (рис. 11, н); клапан К1 закрывает выход в атмосферу, и воздух из канала управления через дроссель ДР поступает в бесштоковую полость цилиндра Ц. При увеличении давления в бесштоковой полости цилиндра до определенной величины, поршень начинает движение и переключает клапан К2, открывая проход сжатому воздуху от канала питания к выходу (В) пневмоклапана.

*Пневмоклапан последовательности* (рис. 11, *n*) служит для переключения пневматических управляемых узлов в пневматических системах в тех случаях, когда использование для этой цели пневмораспределителей не представляется возможным (например, в механизмах зажима, прессования и т. п.).

*Обратный клапан* (рис. 11, *p*) предназначен для пропускания воздуха в одном направлении и перекрытия его прохода в обратном направлении.

*Пневмодроссели* (рис. 11, *c*) используют для изменения величины расхода воздуха за счет создания местного сопротивления потоку сжатого воздуха в пневматических системах. В дросселя с ручным управлением величина расхода устанавливается в период наладки рабочего оборудования и не изменяется при рабочем цикле.

*Пневмодроссель с обратным клапаном* (рис. 11, *t*) снабжаются установленным параллельно дросселирующему узлу обратным клапаном.

*Пневмодроссели тормозные* (рис. 11, *y*) – дроссели с механическим управлением, величина сопротивления зависит от величины перемещения управляющего элемента, путем дросселирования потока воздуха при нажатии упора на ролик золотника. Торможение осуществляется, если сжатый воздух проходит слева направо (рис. 11, *y*).

*Пневоклапан «ИЛИ»* (рис. 11, *ф*) предназначен для обеспечения подачи в один канал пневматической системы одного из двух раздельно последовательных пневматических сигналов (клапан выполняет логическую функцию «ИЛИ»).

*Глушители* (рис. 11, *x*) применяются для снижения уровня шума при выхлопе. Основным источником шума при работе пневмоустройств является аэродинамический шум выхлопа отработанного воздуха.

*Пневмораспределители* предназначены для изменения направления потоков сжатого воздуха в зависимости от внешнего управляющего воздействия (рис. 12.).

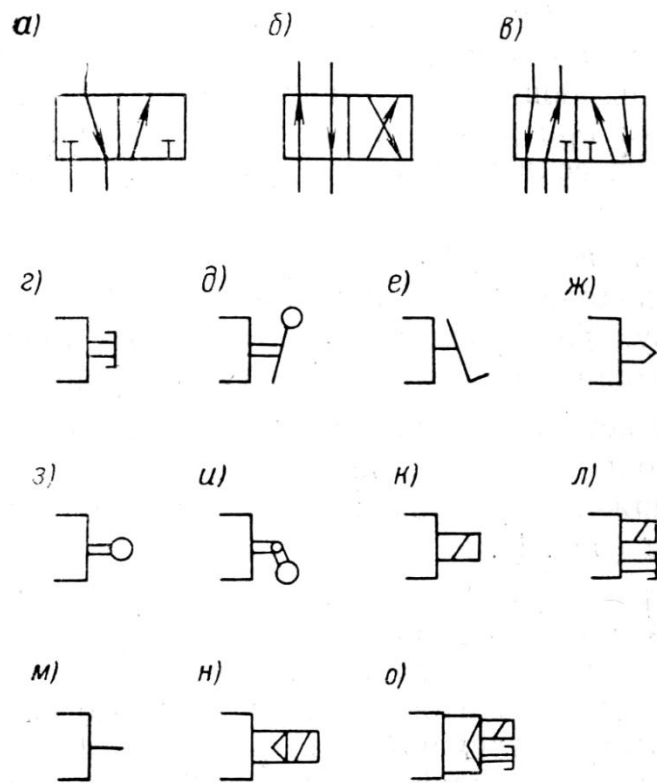


Рис. 12 Основные виды управления пневмораспределителей.

В зависимости от числа линий потоков сжатого воздуха соединяемых распределителем, различают распределители:

- распределители трехлинейные (рис. 12, а),
- распределители четырехлинейные (рис. 12, б),
- распределители пятилинейные (рис. 12, в).

Распределители могут быть с различными видами управления:

- от оператора (рис. 12, г – кнопкой; рис. 12, д – рычагом; рис. 12, е – педалью),
- механическим (рис. 12, ж – толкателем; рис. 12, з – с роликом; рис. 12, и – с ломающимся рычагом),
- электромагнитным (рис. 12, к – без ручного дублирования; рис. 12, л – с ручным дублированием),
- пневматическим (рис. 12, м),
- электропневматическим (рис. 12, н и рис. 12, о).

*Пневмодвигатели* (исполнительные устройства) предназначены для преобразования энергии потока воздуха в энергию движения выходного звена, По характеру движения выходного звена пневмодвигатели подраз-



деляются на *пневмоцилиндры* (с возвратно-поступательным движением выходного звена); *поворотные пневмодвигатели* (с ограниченным углом поворота); и *пневмомоторы* (с вращательным движением выходного звена). Условное обозначение цилиндров на принципиальных схемах соответствует условному обозначению гидроцилиндров. Для пневмомоторов условные обозначения подобны условным обозначениям гидромоторов, учитывая, что треугольники на обозначениях не затемнены.

## 2.2. Пневматические типовые схемы

Любая пневматическая схема системы управления станком или технологическим процессом состоит из простейших схем, имеющих определенное функциональное назначение – реверсирование, регулирование скорости и обеспечение последовательности срабатывания и т. д. При рассмотрении ниже элементарных пневматических схем необходимо иметь в виду, что для упрощения чертежей ряд практически обязательных элементов схемы (например, узел подготовки воздуха), не используемых для реализации рассматриваемой функции, опущен.

**Узел подготовки воздуха.** Питание пневматических систем осуществляется воздухом, поступающим через узел подготовки воздуха (рис. 13).

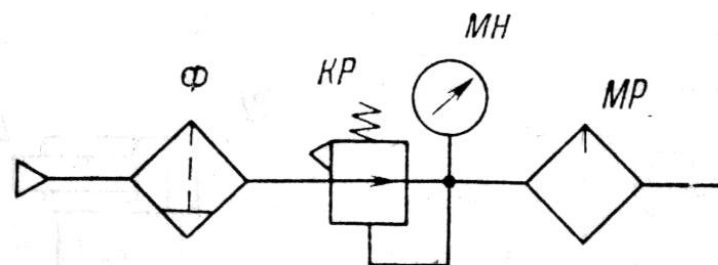


Рис.13 Узел подготовки воздуха.

В него входит целая группа пневматических устройств, в которых происходит удаление влаги из сжатого воздуха, его очистка (фильтр - влагоотделитель - Ф), задание и контроль давления в пневматической системе (клапан редукционный – КР и манометр – МН) и введение в воздух распыленного масла (маслораспылитель – МР).

**Реверсирование.** В пневматических системах реверсирование исполнительного механизма можно осуществить, используя для этого любой из

распределителей. Чаще в пневматических системах для реверсирования используют несколько распределителей (рис. 14).

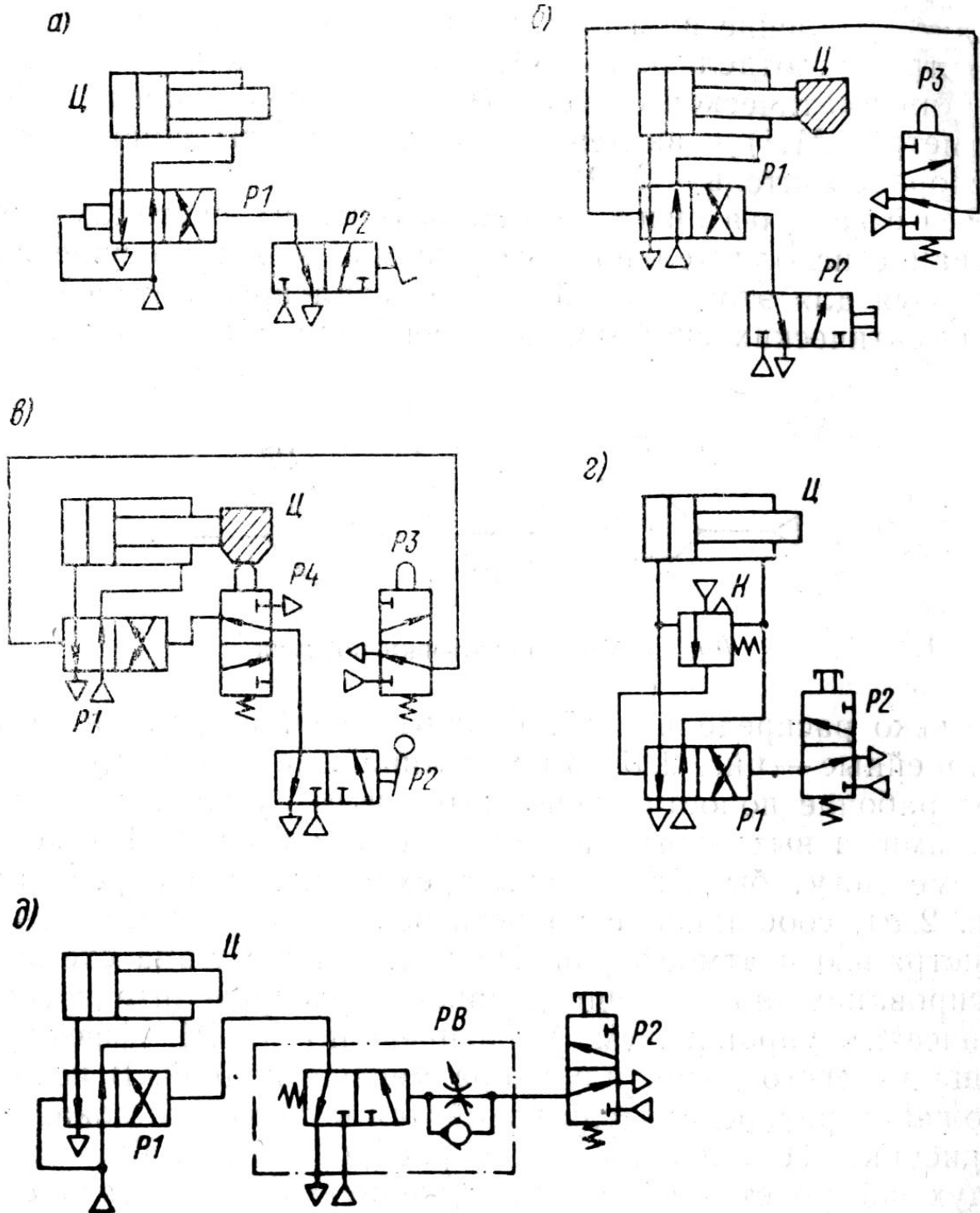


Рис. 14 Схемы управления пневмоцилиндром.

Главные распределители (четырёхлинейные – рис. 12, б или пятилинейные – рис. 12, в) соединяют рабочие исполнительного устройства с ма-

гистральями, а выхлопные полости – с атмосферой. Кроме того, в схеме могут быть включены трехлинейные распределители (рис. 12, а), сообщающие полости основного распределителя с магистралью и атмосферой. На рис. 14, а показана схема реверсирования при помощи главного распределителя с пневматическим управлением. У распределителя Р1 эффективная площадь левого торца плунжера меньше правой. В исходном положении распределители находятся в позициях, показанных на рисунке. При переключении распределителя Р2, сжатый воздух поступает в правую плунжерную полость распределителя Р1. Распределитель Р1 занимает новую позицию и поршень цилиндра перемещается вправо. Реверсирование схемы происходит с прекращением воздействия на педаль распределителя Р2 и возвращения его в исходную позицию.

**Схема управления цилиндром с контролем по положению.** В схемах управления цилиндром с контролем по положению перемещение поршня из одного крайнего положения в другое совершается после подачи сигнала о выполнении предыдущей операции, в результате которой рабочий орган занял определенное положение. Привод с таким управлением изображен на рис. 14, б. При воздействии на распределитель Р2 происходит переключение главного распределителя Р1, и поршень цилиндра перемещается вправо. В конце хода кулачок на штоке поршня переключает распределитель Р3. Распределитель Р1 реверсирует, и поршень пневмоцилиндра возвращается в исходное положение. Точка реверсирования определяется положением распределителя Р3, при этом момент реверса можно задавать перемещением по ходу движения поршня распределитель Р3 или кулачок на штоке поршня.

**Блокировка.** На рис. 14, в показана управления работой пневмоцилиндра с блокировкой положения поршня. Переключение главного распределителя Р1, а следовательно, и перемещение поршня вправо при воздействии на рукоятку распределителя Р2 возможно только в том случае, если кулачок поршня в исходном положении воздействует на толкатель распределителя Р4.

**Схема управления цилиндром с контролем по усилию.** На рис. 14, г показана схема управления цилиндром, поршень которого перемещается вправо при воздействии на распределитель Р1. При движении вправо, в случае увеличения нагрузки на поршень до критического (например, деталь зажата), поршень останавливается. При этом давление в поршневой полости цилиндра возрастает до максимального значения, а в штоковой –

снижается до нуля, что приводит к срабатыванию клапана последовательности К и появлению на его выходе пневматического сигнала. Сжатый воздух с выхода клапана последовательности переключает распределитель Р1, и поршень цилиндра возвращается в исходное положение.

**Схема управления с контролем по времени.** В схемах управления с контролем по времени сигналы на переключение распределителей поступают с заданной задержкой. Рассмотрим пневматическую схему (рис. 14, д) управления пневмоприводом с пневмоклапаном выдержки времени, который включен между трехлинейным распределителем Р2 главным распределителем Р1. При нажатии кнопки распределителя Р2 сжатый воздух из магистрали поступает на управляющий вход пневмоклапана выдержки времени РВ, у которого задержка выходного сигнала, переключающего распределитель Р1, определяется настройкой дросселя.

**Регулирование скорости.** В пневматических системах скорость рабочего органа обычно задается дросселями, устанавливаемыми на выходе двигателя. При колебаниях нагрузки в этом случае изменяется сопротивление в выхлопной полости, которое сглаживает колебание скорости поршня. На рис. 15, а показана схема, в которой задается скорость перемещения поршня в одном направлении – вправо. Если нужно установить определенную скорость перемещения поршня в обоих направлениях, то в бесштоковую полость нужно подключить также дроссель с обратным клапаном.

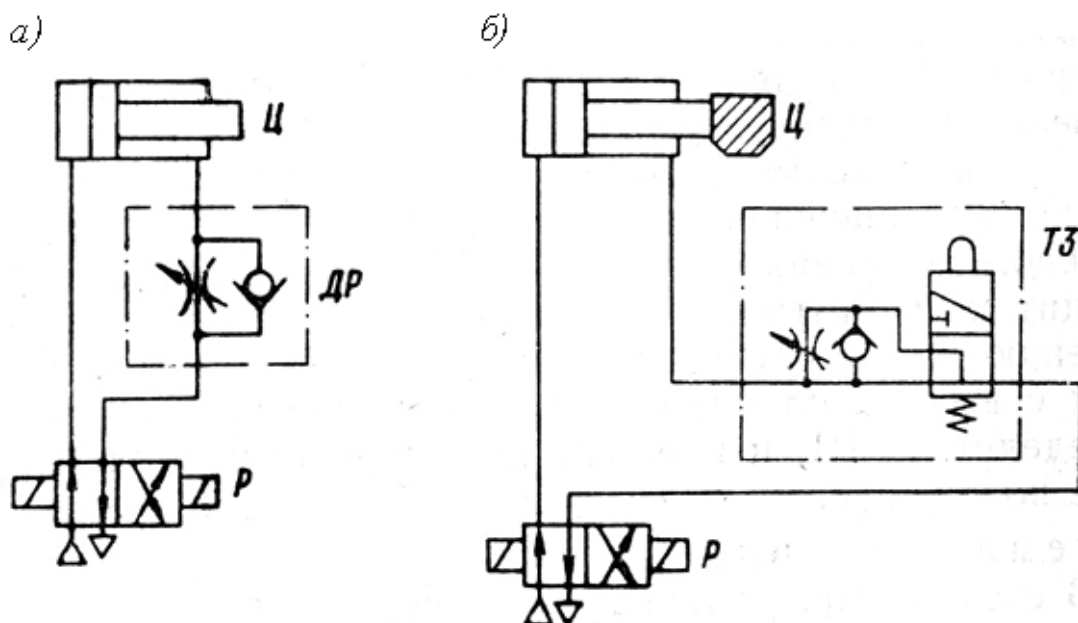


Рис. 15 Регулирование скорости поршня пневмоцилиндра.

**Торможение пневмоприводов.** При применении пневмопривода необходимо осуществление торможения поршня пневмоцилиндра в конце его движения во избежание удара, который нежелателен или недопустим по условиям прочности механизмов или характеру технологической операции. Торможение осуществляется дроссельным тормозным устройством, устанавливаемым на пути отвода воздуха из полости опорожнения. На рис. 15, б показана схема с внешним тормозным устройством – пневмодросселем тормозным.

При перемещении поршня вправо сжатый воздух отводится через клапан тормозного устройства ТЗ и главный распределитель Р в атмосферу. В определенном (заданном) месте шток поршня при помощи кулачка переключает клапан. В результате воздух будет выходить лишь через регулируемый дроссель, что обеспечивает снижение скорости поршня до требуемой величины. В начале обратного хода поршня подача воздуха в штоковую полость происходит через обратный клапан и после прекращения действия кулачка на толкатель клапана – непосредственно через клапан тормозного устройства.

### **ЗАДАНИЕ 3. Составление пневматических схем автоматического управления**

Синтез пневматической систем управления станками и механизмами осуществляется с учетом алгоритма работы системы, которых характеризует порядок чередования состояния покоя и движения, замедленного и ускоренного перемещения поршня и т. д. Ниже рассматривается ряд задач по составлению схем управления одного пневмоцилиндра, причем алгоритм его работы задается в виде словесного описания.

*Задача 1.* Составить пневматическую схему управления пневмоцилиндром. Команды на перемещение поршня «вперед» и «назад» поступают в схему при воздействии оператора на распределитель с кнопкой. В качестве главного распределителя в системе используется распределитель с пневматическим управлением. Скорость поршня в обоих направлениях задается дросселями.

*Задача 2.* Составить пневматическую схему управления пневмоцилиндром с блокировкой в исходном положении. Команда «пуск» поступает при воздействии оператора на распределитель с управлением от кнопки, а

команда «реверс» - от распределителя с механическим управлением, на который в конце хода воздействует шток поршня. Скорость поршня «вперед» определяется настройкой дросселя.

*Задача 3.* Составить пневматическую схему управления пневмоцилиндром. Команда «реверс» - от распределителя с механическим управлением поступает с задержкой. Скорость поршня в обоих направлениях задается дросселями.

*Задача 4.* Составить пневматическую схему управления пневмоцилиндром, в которой скорость поршня «вперед» определяется настройкой дросселя. При возвращении поршня в исходное положение осуществляется торможение. В схеме используется распределитель четырехходовой с электропневматическим управлением.

*Задача 5.* Составить пневматическую схему управления пневмоцилиндром, в которой команда «пуск» поступает от распределителя с ручным управлением, на который в конце хода воздействует шток поршня. Команда «реверс» - от распределителя с механическим управлением, на который в конце хода воздействует шток поршня. Команда «реверс» от распределителя с механическим управлением поступает с задержкой.

*Задача 6.* Составить пневматическую схему управления пневмоцилиндром с блокировкой в исходном положении. Команда на перемещение «вперед» от распределителя с ручным управлением, в качестве основного распределителя используется распределитель с пневматическим управлением. При возвращении в исходное положение поршень затормаживается.

*Задача 7.* Составить пневматическую схему управления пневмоцилиндром с торможением поршня в конце хода («вправо» и «влево»). Команда на перемещение поршня «вперед» и «назад» от распределителя с ручным управлением, в качестве главного используется распределитель с пневматическим управлением.

*Задача 8.* Составить пневматическую схему управления пневмоцилиндром, скорость которого в обоих направлениях задается дросселями. Пуск схемы осуществляется оператором путем воздействия на кнопку распределителя. Команда «реверс» - от клапана последовательности.

*Задача 9.* Составить пневматическую схему управления пневмоцилиндром. Команда «пуск» поступает к основному распределителю от распределителя с ручным управлением. Команда «реверс» - от клапана последовательности с некоторой задержкой, величина которой определяется настройкой дросселя пневмоклапана выдержки времени.

**Задача 10.** Составить пневматическую схему управления пневмоцилиндром с торможением поршня в конце рабочего хода. После возвращения поршня в исходное положение автоматически начинается новый рабочий цикл. Команда на перемещение поршня «вперед» (рабочий ход) поступает от распределителя с механическим управлением, на который поршень воздействует в крайнем левом положении. Команда «реверс» поступает от клапана последовательности после выполнения рабочей операции.

**Указания к решению задачи**

При составлении пневматической схемы необходимо в первую очередь показать на чертеже пневмоцилиндр, главный распределитель и узел подготовки воздуха. Далее с учетом алгоритма работы схемы нужно подключить пневматические устройства, реализующие отдельные типовые. Проверить работу полученной пневматической схемы и после ее коррекции составить описание работы системы.

*Например:* Составить схему управления зажимного пневмоцилиндра с возвратной пружиной. Зажим и фиксация изделия происходит при воздействии оператора на распределитель с педалью, который переключает четырехлинейный распределитель с пневматическим управлением.

Пневматическая схема, реализующая данный алгоритм, показана на рис. 16.

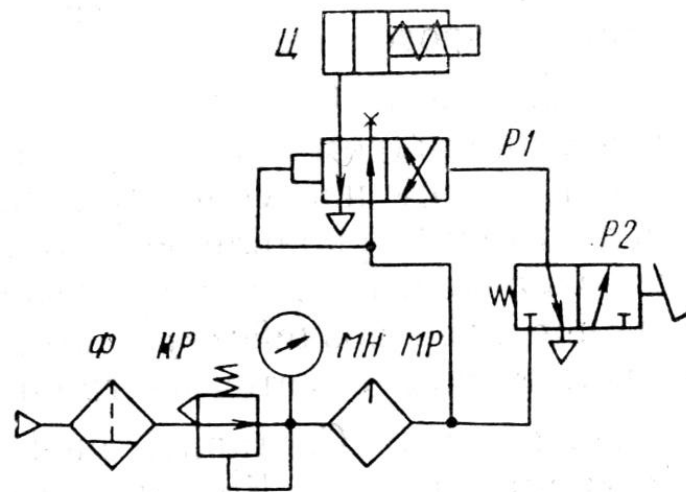


Рис. 16 Пример пневматической схемы управления.

При составлении схемы мы используем в качестве исполнительного механизма пневмоцилиндр одностороннего действия с пружинным возвра-

том, узел подготовки воздуха (рис. 13) и схему реверсирования (рис. 14, а), в которой одно из отверстий распределителя Р1 закрыто пробкой.

*Описание работы схемы.* Сжатый воздух из магистрали проходит через узел подготовки воздуха, в который входят: Ф – фильтр - влагоотделитель, КР – редукционный клапан, МН – манометр, МР - маслораспылитель, поступает к распределителю с пневматическим управлением Р1 и распределителю с управлением от педали. При воздействии оператора на педаль распределителя Р2 происходит переключение распределителя Р1. Поршень смещается вправо, сжимая пружину. Если оператор прекратит воздействие на распределитель Р2, плунжер распределителя Р1 давлением в левой торцевой полости займет позицию, показанную на рисунке, и пружина вернет поршень пневмоцилиндра в исходное положение.

### **Содержание отчета**

1. Алгоритм работы пневматической схемы управления.
2. Пневматическая схема.
3. Описание работы пневматической схемы.
4. Выводы.

## **2.3 Выбор конструктивных параметров пневматических приводов**

Пневмоцилиндры предназначены для преобразования энергии сжатого воздуха в возвратно-поступательное движение поршня. В зависимости от характера применения пневмоцилиндры можно подразделить на зажимные, обеспечивающие передачу усилия после завершения хода поршня, и транспортирующие, развивающие требуемое усилие на всем пути перемещения поршня.

Пневмоцилиндр в системе управления характеризуется следующими конструктивными параметрами:  $D$  – диаметр поршня, см.;  $d$  – диаметр штока, см.;  $S$  – ход поршня, см.;  $d_y$  – условный диаметр подводимых отверстий, см.;  $Q$  – расход воздуха,  $\text{м}^3/\text{мин}$ .

Диаметр поршня, при условии, что выхлопная полость цилиндра соединена с атмосферой, ориентировочно определяется по следующим формулам:

- при подаче давления в бесштоковую полость



$$D = 0,113 \sqrt{\frac{P}{k_1 k_2 p_m}}; \quad (1)$$

- при подаче давления в штоковую полость

$$D = \sqrt{\frac{0,0128P}{k_1 k_2 p_m} + d^2}, \quad (2)$$

где:  $P$  – усилие, развиваемое штоком, Н;  $p_m$  – давление воздуха в сети, МПа;  $k_1$  – коэффициент, учитывающий силы трения в пневмоцилиндре;  $k_2$  – коэффициент, учитывающий характер работы пневмоцилиндра.

Величина  $P$  определяется для пневмоцилиндров:

1) расположенных горизонтально  $P = P_n$ ;

2) для зажимных пневмоцилиндров, расположенных горизонтально с возвратной пружиной  $P = P_{зж} + P_0 + C_{п}S$ ;

3) для вертикально расположенных пневмоцилиндров  $P = P_n \pm G$ ,

где  $P_n$  – полезная нагрузка;  $P_{зж}$  – усилие зажима;  $P_0$  – сила предварительного сжатия пружины;  $G$  – сила веса подвижных частей привода;  $C_{п}$  – жесткость пружины.

Коэффициент  $k_1$ , учитывающий силы трения в пневмоцилиндре,

зависит от диаметра поршня, величины давления и нагрузки, принимаются равным 0,75...0,9. Большие значения  $k_1$  принимаются при меньших диаметрах цилиндра и большей величины  $k_2$ . Коэффициент  $k_2$ , определяющий запас по усилию, принимается, для зажимных пневмоцилиндров равны 0,9, для транспортирующих – 0,5 ... 0,7.

Диаметр штока  $d$  определяют из соотношения

$$d = (0,25 \dots 0,32)D.$$

Полученные значения диаметра поршня  $D$  и диаметра штока  $d$  округляются до ближайшего значения размеров по стандарту. Номинальные диаметры подвижных уплотняющих цилиндрических пар (мм) приведены ниже, причем в скобках приведены значения дополнительного ряда: 4; 5; 6; 8; 10; 12; (14); 16; (18); 20; (22); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900); 1000.

К рекомендуемым параметрам пневмоцилиндров относится диаметр условного прохода подводящих отверстий, который рекомендуется принимать равным  $d_y = 0,1D$ .

Ход поршня пневмоцилиндра задается обычно технологическим процессом, однако, для цилиндров двухстороннего действия рекомендуется ограничивать ход восемью – десятью диаметрами поршня. (Для задачи, рассматриваемой на практическом занятии, необходимо считать  $S=3D$ ).

Расход свободного воздуха (приведенного к абсолютному давлению 0,1 МПа), потребляемого при работе пневмоцилиндров, можно подсчитать по следующим формулам:

1) для цилиндров одностороннего действия с бесштоковой рабочей полостью,  $\text{м}^3/\text{мин}$ :

$$Q = \frac{\pi D^2}{0,4} S p_m n; \quad (3)$$

1) для цилиндров двухстороннего действия  $\text{м}^3/\text{мин}$ :

$$Q = \frac{\pi}{0,4} (2D^2 - d^2) S p_m n; \quad (4)$$

где  $n$  – количество двойных ходов штока в минуту.

#### ЗАДАНИЕ 4. Выбор конструктивных параметров пневмоцилиндра.

Ниже изложены задачи, в которых студенты должны определить конструктивные параметры пневмоцилиндра, используя данные из табл. 1.

Таблица 1.

Исходные данные	Номер варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Давление воздуха $p_m$ , МПа	0,4	0,5	0,6	0,6	0,5	0,4	0,4	0,5	0,6	0,4
Нагрузка на шток $P_n$ , Н	3500	5300	6500	4600	3000	4000	4300	5000	6000	3000
Вес движущихся частей $G$ , Н	1000	1800	2400	1500	1200	2000	1300	2200	1600	1200
Расположение привода	горизонтальное					вертикальное				
Количество ходов штока	20	16	10	12	14	18	16	15	13	17

*Необходимо:*

1. Определить конструктивные параметры пневмоцилиндра:  $D$  – диаметр поршня, см.;  $d$  – диаметр штока, см.;  $S$  – ход поршня, см.;  $Q$  – расход воздуха, м<sup>3</sup>/мин.

**Указания к решению задачи**

1. Диаметр поршня  $D$  определяется по формуле (1):

Задаемся: коэффициентами  $k$ , учитывающий силы трения и характер работы пневмоцилиндра,  $p_m$  – давление воздуха в сети и  $P$  – усилие, развиваемое штоком.

Величина  $P$  определяется из табл. 3 для пневмоцилиндров:

- расположенных горизонтально  $P = P_n$ ;

- для вертикально расположенных пневмоцилиндров  $P = P_n + G$ ,

2. Диаметр штока  $d$  определяют из соотношения  $d = (0,25 \dots 0,32)D$ .

Полученные значения диаметра поршня  $D$  и диаметра штока  $d$  округляются до ближайшего значения размеров по стандарту.

3. Ход поршня пневмоцилиндра принимаем равным  $S=3D$ .

4. Расход свободного воздуха, потребляемого при работе пневмоцилиндров, можно подсчитать по следующим формулам:

- для цилиндров вертикального расположения привода – формула (3);

- для цилиндров горизонтального расположения привода – формула (4).

**Содержание отчета**

1. Результаты расчета конструктивных параметров пневмоцилиндра
2. Выводы.

ПРИЛОЖЕНИЕ

**ПРОГРАММА ДИСЦИПЛИНЫ «ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА»**  
(примерная)

**Введение**

Предмет изучения дисциплины и его задачи. Классификация элементов и систем гидро- и пневмоавтоматики.

## **1. ЭЛЕМЕНТЫ И УСТРОЙСТВА ГИДРОАВТОМАТИКИ**

### **Гидравлические средства автоматизации**

Распределители. Аппаратура, регулирующая давление, расход. Анализ схем включения. Гидроаппаратура модульного монтажа.

### **Комплектуемые узлы программных и следящих гидроприводов**

Дросселирующие гидрораспределители. Электрогидравлический следящий привод. Гидроаппаратура с пропорциональным уравнением. Электрогидравлический шаговый привод.

### **Гидравлические средства автоматизации.**

Элементарная база средств гидроавтоматики. Гидравлические устройства. Гидравлические регуляторы и исполнительные механизмы. Типовые варианты систем управления, построенные на основе средств гидроавтоматики.

### **Проектирование и эксплуатация гидравлических систем**

Основные принципы проектирования гидросистем. Насосные установки. Эксплуатация гидропривода.

## **2. ЭЛЕМЕНТЫ И УСТРОЙСТВА ПНЕВМОАВТОМАТИКИ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ**

### **Пневмоавтоматика высокого давления**

Элементы и типовые схемы. Выбор конструктивных параметров пневматических приводов. Динамический анализ работы пневмоприводов.

### **Мембранная техника**

Функциональный состав универсальной системы элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭППА). Схемы непрерывного и дискретного действия на элементах УСЭППА. Пневматические регуляторы и приборы системы. СТАРТ.

### **Пневмоника**

Элементы струйной техники. Принцип действия. Типовые схемы.

### **Пневматические средства автоматизации.**

Аналоговые и дискретные пневматические элементы. Пневматические функциональные блоки, регуляторы. Станции управления вторичные приборы. Исполнительные механизмы пневматических регуляторов.

## Оглавление

Введение.....	3
1. ЭЛЕМЕНТЫ И УСТРОЙСТВА ГИДРОАВТОМАТИКИ.....	5
1.1. Условное обозначение устройств управления гидравлических схем....	6
1.2. Правила выполнения принципиальных гидравлических схем.....	11
1.3. Схемы типовых гидросистем.....	13
<b>ЗАДАНИЕ 1.</b> Составление гидравлических схем автоматического управления.....	23
1.4. Гидравлические усилители.....	24
<b>ЗАДАНИЕ 2.</b> Расчет и анализ статических характеристик гидравлических усилителей.....	28
2. ЭЛЕМЕНТЫ И УСТРОЙСТВА ПНЕВМОАВТОМАТИКИ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ.....	36
2.1. Условные обозначения основных элементов пневматических схем...	36
2.2. Пневматические типовые схемы.....	41
<b>ЗАДАНИЕ 3.</b> Составление пневматических схем автоматического управления.....	45
2.3. Выбор конструктивных параметров пневматических приводов.....	48
<b>ЗАДАНИЕ 4.</b> Выбор конструктивных параметров пневмоцилиндра.....	50
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	51