ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ОРЛОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ И.С. ТУРГЕНЕВА»
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ИМЕНИ Н.Н. ПОЛИКАРПОВА

Кафедра машиностроения

С.Н. Злобин

ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА

Методические указания
по проведению практических занятий

Дисциплина – «Гидропневмоавтоматика»
Специальность – 15.05.01 «Проектирование технологических машин и комплексов»

Орёл
ОГУ имени И.С. Тургенева
2020

Автор: канд. техн. наук,
доц. каф. машиностроения С.Н. Злобин

Рецензент: канд. техн. наук,
доц. каф. машиностроения М.Ф. Селеменев

В методических указаниях приведены цели и задачи практических занятий, их организация и проведение. Содержится теоретический материал и список литературы.

Предназначены студентам, обучающимся по специальности 15.05.01 «Проектирование технологических машин и комплексов», изучающим дисциплину «Гидропневмоавтоматика».

Редактор И.Ю. Куликов
Технический редактор Т.Н. Шаблинская

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева»

Подписано к печати 11.09.2020 г. Формат 60×90 1/16.
Усл. печ. л. 5,4. Тираж 10 экз.
Заказ №___

Отпечатано с готового оригинал-макета
на полиграфической базе ОГУ имени И.С. Тургенева
302026, г. Орел, ул. Комсомольская, 95.

© ОГУ имени И.С. Тургенева, 2020

СОДЕРЖАНИЕ

Введение…….. 4
Цель и задачи практических занятий…… 5
1. Пневмогидравлические приводы……. 7
2. Механогидравлические приводы…….. 12
3. Расчет пневматических приводов…….. 14
4. Расчет гидравлических приводов…….. 19
5. Выбор гидравлической схемы гидропривода…….. 22
6. Выбор давления гидропривода……... 25
7. Выбор гидромотора…… 27
8. Выбор гидроцилиндров…….. 30
9. Выбор насосов…… 34
10. Гидрораспределители…… 39
11. Гидродроссели…….. 44
12. Клапаны…….. 45
13. Трубопроводы…… 47
14. Гидропривод поступательного движения с золотниковым распределителе……. 49
15. Гидропривод типа «прямой ход – обратный ход – остановка»… 52
16. Автоматический гидропривод периодического возвратно-поступательного движения……. 54
17. Автоматический гидро- и пневмопривод периодического возвратно-поступательного движения с управлением по нагрузке……. 56
18. Автоматический гидропривод периодического возвратно-поступательного движения типа «быстрый подвод – рабочий ход – быстрый отвод – остановка»……. 58
19. Пневмогидравлические системы управления…….. 60
20. Пневмогидравлическая схема управления токарным станком… 71
21. Изучение типовых схем гидропрессовых установок……. 73
Список литературы……. 87

ВВЕДЕНИЕ

Настоящие методические указания предназначены для студентов направления 15.04.01 «Машиностроение». Для полного восприятия приведенной ниже информации предполагается наличие у студентов базовых знаний по гидравлике и гидроприводу.

По мере развития науки и техники совершенствовались гидравлические и пневматические системы и существенно расширялась сфера их практического применения. В настоящее время гидравлические и пневматические системы используются в машиностроении и металлургии, на всех видах транспорта и в строительстве, в сельском хозяйстве, в водоснабжении и мелиорации.

Особо важную роль в развитии современной техники играют гидравлические и пневматические приводы как основное средство механизации и автоматизации технологических процессов и процессов управления различными объектами. В качестве исполнительных устройств такие приводы применяют в станках и автоматических линиях, роботах и манипуляторах, системах управления автомобилем, самолетом и т.п.

ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ

Практические занятия проводятся с целью применения теоретических знаний в области гидропневмоавтоматики для выработки навыков чтения схем, составления описания принципов действия и устройства существующих гидравлических станков и установок, а также для разработки на их основе новых усовершенствованных схем.

Задачи, решаемые на практических занятиях:

- закрепить знания, полученные на лекционных занятиях;
- выработать навыки чтения типовых схем пневматических и гидравлических устройств;
- рассмотреть порядок расчета пневмо- и гидроприводов;
- рассмотреть основные элементы объемного гидропривода и правила их выбора;
- научить выбирать тип пневматических и гидравлических элементов и аппаратуры в зависимости от схемы установки;
- изучить особенности конструкции, устройство и принцип действия существующих пневматических и гидравлических установок.

В результате проведения практических занятий, в соответствии с задачами профессиональной деятельности и целями основной образовательной программы, студент должен подтвердить сформированные профессиональные и профессионально-специализированные компетенции:

- *профессиональные компетенции:*
- способность участвовать в работах по доводке и освоению машин, электроприводов, гидроприводов, средств гидропневмоавтоматики, систем, различных комплексов, процессов, оборудования и производственных объектов, технологических процессов в ходе подготовки производства новой продукции (ПК-3);
- способность обеспечивать моделирование машин, электроприводов, гидроприводов, средств гидропневмоавтоматики, систем, различных комплексов, процессов, оборудования и технических объектов и технологических процессов с использованием стандартных пакетов и средств автоматизированного проектирования, проводить эксперименты по заданным методикам с обработкой и анализом результатов (ПК-12);
- способность применять стандартные методы расчета при проектировании машин, электроприводов, гидроприводов, средств гидропневмоавтоматики, систем, различных комплексов, процессов,

оборудования и производственных объектов, деталей и узлов машиностроения (ПК-14);

- способность принимать участие в работах по расчету и проектированию машин, электроприводов, гидроприводов, средств гидропневмоавтоматики, систем, различных комплексов, процессов, оборудования и производственных объектов, деталей и узлов машиностроительных конструкций в соответствии с техническими заданиями и использованием стандартных средств автоматизации проектирования (ПК-15);

- способность подготавливать технические задания на разработку проектных решений, разрабатывать эскизные, технические и рабочие проекты машин, электроприводов, гидроприводов, средств гидропневмоавтоматики, систем, различных комплексов, процессов, оборудования и производственных объектов с использованием средств автоматизации проектирования и передового опыта разработки конкурентоспособных изделий, участвовать в рассмотрении различной технической документации, подготавливать необходимые обзоры, отзывы, заключения (ПК-16);

- *профессионально-специализированные компетенции:*

- способность демонстрировать знания конструктивных особенностей разрабатываемых и используемых в машинах и технологических комплексах в машиностроении технических средств (ПСК-23.2);

- способность обеспечивать управление и организацию производства с применением машин и технологических комплексов в машиностроении машин и автоматизированных технологических комплексов (ПСК-23.5).

Практические занятия проводятся после самостоятельной подготовки, в ходе которой студенты знакомятся с основными теоретическими положениями по теме занятия, изучая настоящие методические указания и рекомендуемую литературу.

Практическое занятие № 1
ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ

1.1 Цель работы

Выработка навыков составления схемы и выполнения расчета пневмогидравлических приводов.

1.2 Краткие теоретические сведения

Пневмогидравлические приводы, сочетающие в себе простоту конструкции пневматических с преимуществами гидравлических приводов, обеспечивают быстроту перемещения зажимных устройств, небольшие габариты конструкции, создание больших сил зажима, сравнительно небольшую стоимость. Пневмогидравлические приводы применяют для зажима заготовок в одно- и многоместных многопозиционных приспособлениях в серийном производстве.

Пневмогидравлические приводы состоят из преобразователя давления, который соединен с гидроцилиндрами приспособлений и необходимой аппаратурой. Преобразователи предназначены для преобразования энергии сжатого воздуха в энергию масла с увеличенным давлением. В пневмогидравлическом приводе исходной энергией является энергия сжатого воздуха, которая преобразуется вначале в энергию сжатой жидкости, а уже затем в силу на штоке. Различают пневмогидравлические приводы с преобразователями прямого и последовательного действий.

Пневмогидравлический привод с преобразователем прямого действия (в соответствии с рисунком 1.1) состоит из пневмоцилиндра 1 одностороннего действия с поршнем 2 и гидравлического цилиндра 3 одностороннего действия с поршнем 4. Сжатый воздух (p_B = 0,4 - 0,6 МПа) поступает в бесштоковую полость пневмоцилиндра 1 и перемещает поршень 2 со штоком 5 влево. Шток 5, являясь одновременно плунжером, сжимает масло до давления p_M. Под действием давления масла p_M поршень 4 гидроцилиндра перемещается влево создавая на штоке 6 силу $F_З$.

При равновесии привода и без учета трения имеем:

$$p_M \frac{\pi d^2}{4} = p_B \frac{\pi D_1^2}{4}, \tag{1.1}$$

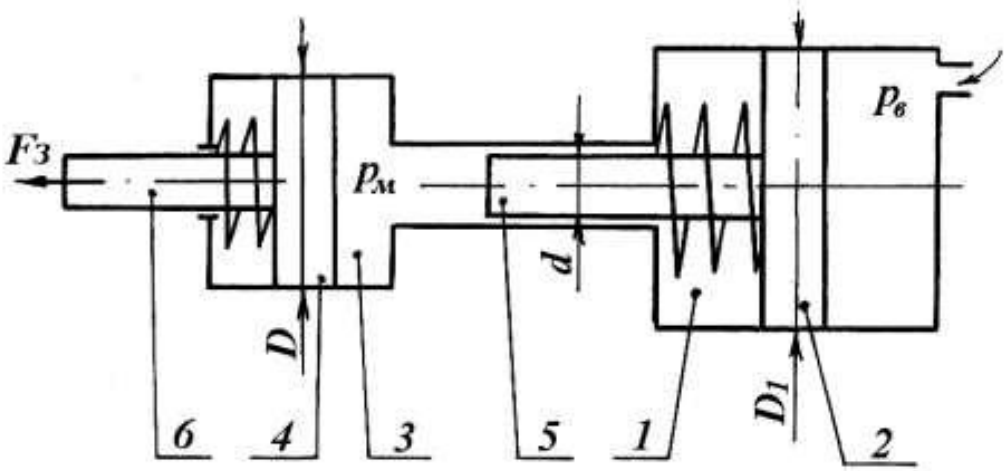


Рисунок 1.1 – Схема пневмогидравлического привода с преобразователем прямого действия

Откуда, давление масла

$$p_M = p_B \frac{D_1^{\,2}}{d^2}, \tag{1.2}$$

где D_1 – диаметр пневмоцилиндра, мм;

d – диаметр плунжера, мм.

Отношение

$$i = \frac{p_M}{p_B} = \frac{D_1}{d} \tag{1.3}$$

называют коэффициентом усиления (i = 16 – 21).

Сила на штоке рабочего гидроцилиндра (без учета сопротивления возвратной пружины), но с учетом механического к.п.д.

$$F_3 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_м \cdot \eta \tag{1.4}$$

С учетом определенного давления масла

$$F_3 = p_в \cdot \frac{D_1^2}{d^2} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \eta \tag{1.5}$$

В то же время

$$p_в \cdot \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} = Q_1 \tag{1.6}$$

Тогда

$$F_3 = Q_1 \cdot \frac{D_1^2}{d^2} \cdot \eta = Q_1 \cdot i \cdot \eta \qquad (1.7)$$

Величина коэффициента полезного действия принимается равной 0,8 – 0,85.

Определим зависимость между ходом пневмо- и гидроцилиндра

$$\frac{L \cdot \pi \cdot d^2}{4} = \frac{l \cdot \pi \cdot D^2}{4} \qquad (1.8)$$

Откуда величина хода L (мм) штока пневмоцилиндра

$$L = l\left(\frac{D}{d}\right)^2 \qquad (1.9)$$

где l – ход штока гидроцилиндра, мм.

Определим диаметр гидроцилиндра

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot p_м}} = 1{,}13 \cdot \sqrt{\frac{Q}{p_м}} \qquad (1.10)$$

Соотношение между диаметром штока пневмоцилиндра и диаметром поршня гидроцилиндра составляет

$$d = \frac{D}{1.75 - 2.5}. \qquad (1.11)$$

Определим диаметр поршня пневмоцилиндра

$$D_1 = d \cdot \sqrt{\frac{p_м}{p_в \cdot \eta}} \qquad (1.12)$$

Приняв давление сжатого воздуха равным 0,4 МПа и к.п.д. привода 0,8, получим:

$$D_1 = 0{,}56 \cdot d \cdot \sqrt{p_м} \qquad (1.13)$$

Существенным недостатком преобразователей прямого действия является сравнительно большой ход поршня 2 пневмоцилиндра для получения относительно небольших перемещений на штоке 6 гидроцилиндра. Другим недостатком пневмогидравлических приводов является вспенивание масла, вследствие попадания в него сжатого воздуха.

Пневмогидравлические преобразователи последовательного действия обеспечивают большее давление масла и больший ход рабочих органов гидроцилиндров по сравнению с преобразователями прямого действия.

Преобразователь последовательного действия отличается от преобразователя прямого действия наличием в нем полости низкого давления масла и работает по следующему замкнутому циклу [1]:

1) при низком давлении масла перемещая поршни со штоками в гидроцилиндрах приспособлений, выбираются зазоры, и осуществляют предварительный зажим детали;

2) при высоком давлении масла осуществляют окончательный зажим детали;

3) после обработки деталей механизм высокого давления переключается на разжим деталей.

На рисунке 1.2 дана схема пневмогидравлического привода с преобразователем давления последовательного действия.

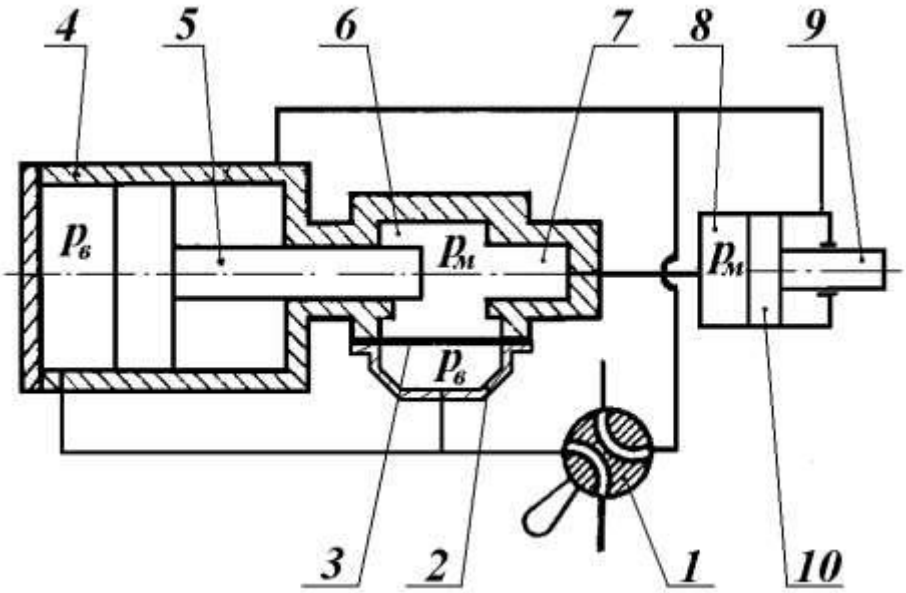


Рисунок 1.2 – Схема пневмогидравлического привода с преобразователем давления последовательного действия

Сжатый воздух через распределительный четырехходовой кран 1 по трубопроводам поступает в левую полость пневмоцилиндра 4 и в нижнюю полость пневмокамеры 2 с диафрагмой из маслостойкой резины. Во время перемещения поршня со штоком 5 в пневмоцилиндре 4 вправо и выгибании диафрагмы 3 вверх, масло из полости 6 выдавливается в левую полость силового цилиндра 8 и перемещает поршень 10 со штоком 9 вправо. При этом шток 9 через промежуточные звенья передвигает зажимы, выбирает зазоры, и деталь предварительно зажимается. Когда шток 5 перекроет полость 6, то он вытеснит масло из малой полости 7 в левую полость цилиндра 8, перемещение поршня 10 со штоком 9 вправо замедлится, осевая сила на штоке увеличится, и произойдет окончательный зажим детали. При разжиме детали сжатый воздух подается в правые полости цилиндров 8 и 4, благодаря чему штоки 9 и 5 с поршнями переместятся в исходное положение.

1.3 Порядок выполнения работы

1.3.1. Изучить краткие теоретические сведения, а также порядок расчета пневмогидравлического привода. Составить схему и выполнить расчет пневмогидравлического привода в соответствии с заданием, выданным преподавателем.

1.3.2. Составить отчет о работе.

Практическое занятие № 2
МЕХАНОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ

2.1 Цель работы

Выработка навыков составления схемы и выполнения расчета механогидравлических приводов.

2.2 Краткие теоретические сведения

В приспособлениях, требующих больших сил зажима, применяют ручные механогидравлические приводы, которые состоят из ручного винтового зажима и гидравлического цилиндра (рис. 2.1)

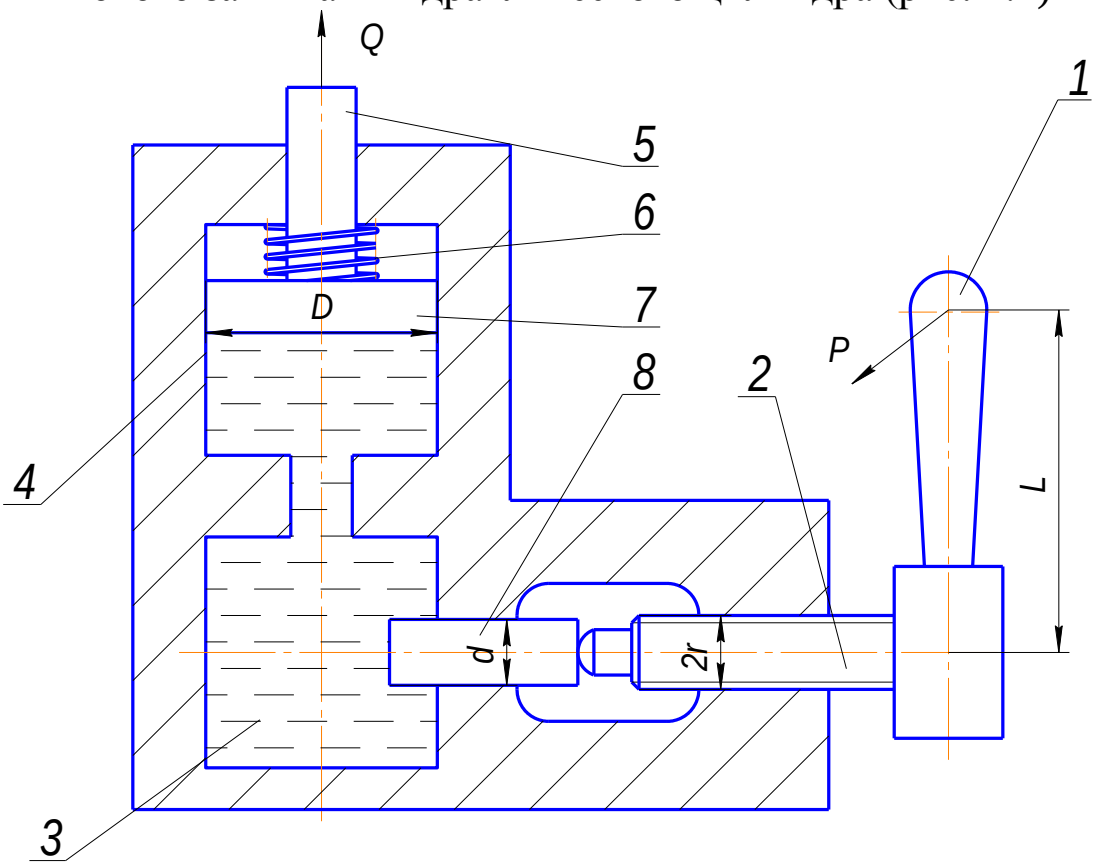


Рисунок 2.1 – Схема механогидравлического привода

Во время поворота рукоятки 1, винт 2 через плунжер 8 вытесняет масло из резервуара 3 в нижнюю полость цилиндра 4. При этом поршень 7 со штоком 5 перемещается вверх и шток через промежуточные звенья зажимает заготовку. После обработки, вращая рукоятку 1, отводят винт 2 вправо. Возвратная пружина 6 перемещает шток с поршнем вниз, и деталь освобождается.

Сила на штоке гидроцилиндра механогидравлического привода:

$$Q = \frac{P \cdot L}{r \cdot tg(\alpha + \varphi)} \cdot \left(\frac{D}{d}\right)^2 - Q_1,$$

где Q –сила на штоке;

P – сила, прикладываемая к рукоятке винта;

L – расстояние от точки приложения силы до оси винта;

r – средний радиус резьбы винта;

D – диаметр поршня гидроцилиндра;

d – диаметр штока плунжера;

$\alpha = 2^0 30' \div 3^0 30'$ – угол подъема резьбы;

$\varphi = 6^0 40'$ – угол трения в резьбовом соединении;

Q_1 – сила сопротивления возвратной пружины.

2.3 Порядок выполнения работы

2.3.1. Изучить краткие теоретические сведения, а также порядок расчета механогидравлического привода. Составить схему и выполнить расчет механогидравлического привода в соответствии с заданием, выданным преподавателем.

2.3.2. Составить отчет о работе.

Практическое занятие № 3
РАСЧЕТ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

3.1 Цель работы

Выработка навыков составления схемы и выполнения расчета силовых пневмоприводов.

3.2 Краткие теоретические сведения

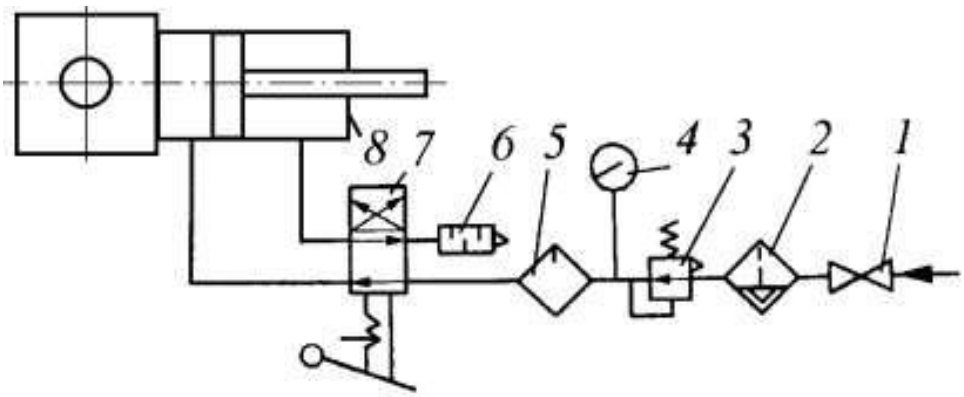
Исходной энергией в пневматических приводах является энергия сжатого воздуха. Широкому внедрению пневматических устройств способствуют следующие их достоинства [1]:

- относительная простота конструкции и эксплуатации, а следовательно, низкая первоначальная стоимость и быстрая окупаемость затрат;
- надежность работы в широком диапазоне температуры, влажности и запыленности окружающей среды;
- пожаро- и взрывобезопасность;
- большой срок службы, достигающий 10…50 млн. циклов;
- высокая скорость перемещения выходного звена пневматических исполнительных устройств (линейного до 15 м/с, вращательного до 100000 об/мин);
- легкость получения и относительная простота передачи энергоносителя и возможность снабжения им большого количества потребителей от одного источника;
- отсутствие необходимости в защитных устройствах при перегрузке.

К основным недостаткам пневматических устройств можно отнести:

- недостаточная плавность перемещения рабочих элементов, особенно при переменной нагрузке, из-за сжимаемости воздуха;
- сложность позиционирования исполнительных органов пневмодвигателей;
- небольшое давление сжатого воздуха в рабочих полостях (0,4...0,6 МПа) и поэтому относительно большие размеры пневмодвигателей для получения значительных сил.

Основные элементы, входящие в состав пневмопривода, приведены на рисунке 3.1, которые, в зависимости от выполняемых задач, могут иметь различное конструктивное исполнение.



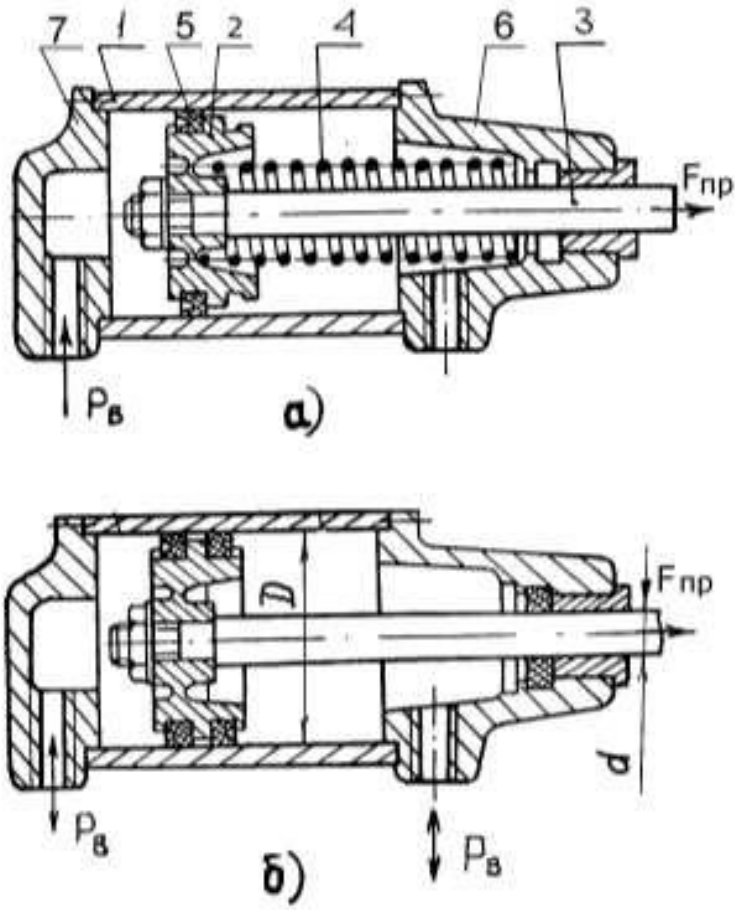
1 – вентиль; 2 – фильтр-влагоотделитель; 3 – редукционный пневмоклапан; 4 – манометр; 5 – маслораспылитель; 6 – пневмоглушитель; 7 – пневмораспределитель; 8 – пневмоцилиндр

Рисунок 3.1 – Схема подключения пневмоцилиндра к пневмосети

Преобразование потенциальной энергии сжатого воздуха в механическую энергию осуществляется в пневмодвигателях. Наибольшее распространение в приспособлениях получили поршневые пневмодвигатели, которые называют также пневмоцилиндрами. При этом подключение пневмоцилиндра к пневмосети может быть реализовано в соответствии с рисунком 3.1.

По схеме действия пневмоцилиндры подразделяются на односторонние и двусторонние (в соответствии с рисунком 3.2). По методу компоновки с оборудованием различают пневмоцилиндры прикрепляемые, встраиваимые и агрегатированные. По виду установки различают стационарные пневмоцилиндры и вращающиеся. Вращающиеся пневмоцилиндры используют для перемещения зажимных устройств вращающихся приспособлений (патроны токарных станков).

В пневмоцилиндрах одностороннего действия давление сжатого воздуха действует на поршень только в одном направлении, в другую сторону поршень со штоком перемещается под действием других сил и поэтому их используют в случаях, когда при зажиме детали требуется сила большая, чем при разжиме. Пневмоцилиндры с пружинным возвратом обычно используют для выполнения небольших перемещений (0.5…1.5D), т.к. встроенная пружина, сжимаясь, значительно снижает усилие, развиваемое поршнем.



1 - корпус (гильза); 2 - поршень; 3 - шток; 4 - возвратная пружина; 5 - уплотнение; 6 - передняя крышка; 7 - задняя крышка

Рисунок 3.2 - Схемы пневмоцилиндров одностороннего (а) и двустороннего (б) действия

В пневмоцилиндрах двустороннего действия перемещение поршня со штоком под действием сжатого воздуха происходит в двух противоположных направлениях и поэтому их используют в случаях, когда и при зажиме и при разжиме детали требуется одинаково большая сила. На пневмоцилиндры двустороннего действия без торможения и с торможением разработан и утвержден стандарт ГОСТ 15608-81. Стандарт предусматривает изготовление пневмоцилиндров со следующими видами крепления: на удлиненных стяжках; на лапах; на переднем и заднем фланцах; на проушине и на цапфах. Стандартом также предусмотрено исполнение штоков с внутренней и наружной резьбой на конце и отверстий для подвода воздуха с метрической и конической резьбой.

Расчет пневмоцилиндров, при их заданных размерах, сводится к определению развиваемой силы на штоке $F_{ПР}$ (Н). Часто решается обратная задача, когда при заданной силе $F_{ПР}$ и известному давлению

p_B в пневмомагистрали определяются размеры пневмоцилиндра, осуществляется его выбор или конструирование.

Силы на штоке пневмоцилиндров определяются по формулам:

– для привода одностороннего действия (в соответствии с рисунком 3.2а)

$$F_{ПР} = \frac{\pi D^2}{4} p_B \eta - F_П, \quad (3.1)$$

– для привода двустороннего действия (в соответствии с рисунком 6.3 б):

толкающая сила:

$$F_{ПР} = \frac{\pi D^2}{4} p_B \eta_П, \quad (3.2)$$

тянущая сила:

$$F_{ПР} = \frac{\pi\left(D^2 - d^2\right)}{4} p_B \eta_П, \quad (3.3)$$

где D - диаметр пневмоцилиндра, мм;

p_B - давление сжатого воздуха, МПа (в практике p_B = 0,4 - 0,6 МПа);

$F_П$ - сила сопротивления возвратной пружины при крайнем рабочем положении поршня, Н;

d - диаметр штока пневмоцилиндра, мм;

η - КПД (обычно η = 0,85 - 0,9; чем больше диаметр D пневмоцилиндра, тем выше КПД).

Возвратная пружина в конце рабочего хода поршня должна оказывать сопротивление от 5 % при больших и до 20 % при малых диаметрах пневмоцилиндра от силы $F_{пр}$ на штоке пневмоцилиндра в момент зажима детали в приспособлении.

Для обратной задачи приведенные зависимости решаются относительно диаметра цилиндра D. При расчете D по тянущему усилию диаметр штока d выражается через D (можно принимать d = (0.325 - 0.545)D. Чем больше диаметр цилиндра, тем большую долю его составляет диаметр штока). Полученный расчетный диаметр пневмоцилиндра округляется до ближайщего большего значения по стандартному ряду (таблица 6.1) /6/.

Расход сжатого воздуха ($м^3$/ч) в одноцилиндровом пневматическом приводе одностороннего действия (без учета потерь на неплотностях стыков)

$$Q = p_в \frac{\pi D^2}{4} Ln, \tag{3.4}$$

- для пневмоцилиндра двустороннего действия

$$Q = p_в nL \frac{\pi}{4}\left(2D^2 - d^2\right), \tag{3.5}$$

где L- ход штока, м;

$pв$ – давление воздуха, Па;

D и d – диаметры цилиндра и штока, м;

n – число двойных ходов поршня за 1 час работы.

3.3 Порядок выполнения работы

3.3.1. Изучить краткие теоретические сведения, а также порядок расчета пневмоприводов. Составить схему и выполнить расчет силового привода в соответствии с заданием, выданным преподавателем.

3.3.2. Составить отчет о работе.

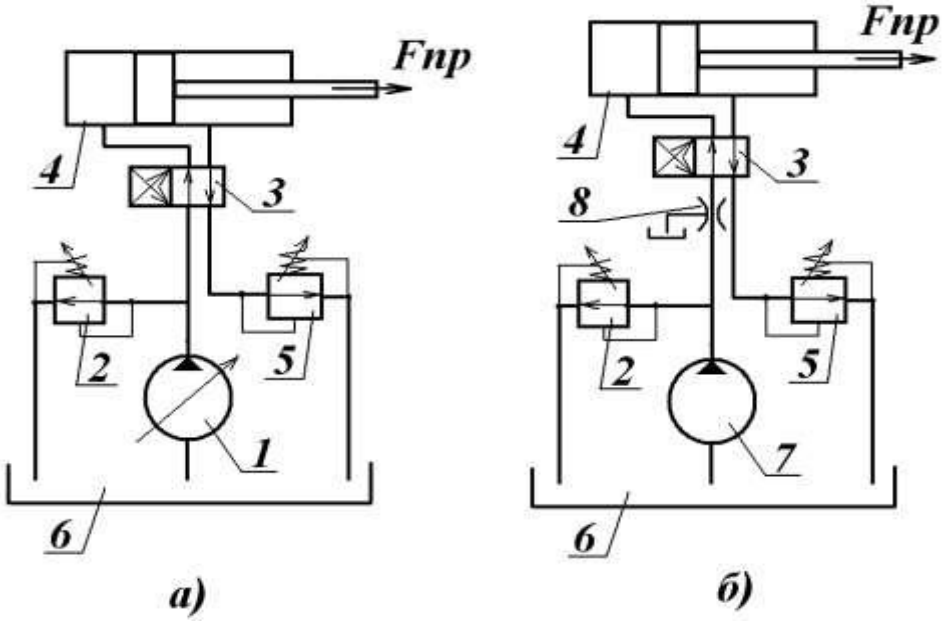
Практическое занятие № 4
РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

4.1 Цель работы

Выработка навыков составления схемы и выполнения расчета силовых гидроприводов.

4.2 Краткие теоретические сведения

Гидравлический привод – это самостоятельная установка, состоящая из нагнетательной аппаратуры, гидродвигателя, системы управления, распределительных и предохранительных устройств, трубопроводов (в соответствии с рисунком 4.1). В качестве рабочей жидкости в гидравлических приводах обычно служит масло индустриальное И20А или И40А.



1 – регулируемый насос; 2 – предохранительный клапан;
3 – гидрораспределитель; 4 – гидродвигатель; 5 – подпорный клапан;
6 – бак для масла; 7 – нерегулируемый двигатель; 8 – дроссель
Рисунок 4.1 – Принципиальные схемы гидравлических приводов с объемным регулированием (а) и с дроссельным регулированием (б)

Гидроприводы обладают следующими достоинствами:

- возможность бесступенчатого регулирования в широких пределах скоростей и подач;
- простота и легкость управления;
- плавность и бесшумность работы;
- высокое давление масла в гидросистеме (до 15 МПа) и, соответственно, способность развивать большие усилия при небольших габаритах;

- способность работать в динамических режимах, при частых включениях, реверсах и др;

- рабочая жидкость выполняет одновременно функции смазки, предохраняя движущиеся части привода от износа и коррозии.

К недостаткам гидроприводов можно отнести:

- высокая первоначальная стоимость (за счет сложности нагнетательных аппаратов, управляющей и контрольно-регулирующей аппаратуры);

- повышенные требования к эксплуатации в целях предупреждения утечки масла.

Различают гидроприводы с регулированием расхода жидкости в гидродвигателях и без регулирования [2]. Наибольшее распространение, из известных способов регулирования, получили объемный и дроссельный.

При объемном способе (в соответствии с рисунком 4.1а) жидкость от регулируемого насоса 1 направляется к распределителю 3, а от него в зависимости от расположения золотника в распределителе, к левой или правой полостям гидродвигателя 4. Предохранение системы от перегрузки выполняется предохранительным клапаном 2, а небольшой подпор на сливной магистрали устанавливается подпорным клапаном 5 с давлением подпора 0,2…0,3 МПа. Для хранения жидкости используется бак 6. При дроссельном регулировании (в соответствии с рисунком 4.1б) в системе используется насос постоянной производительности. Между насосом и распределителем установлен дроссель 8, от настройки которого зависит расход жидкости. Избыток жидкости отводится через клапан 2.

Выбор способа регулирования зависит от многих факторов, в частности от характера изменения нагрузки, скорости перемещения исполнительного механизма, особенно при малых перемещениях, необходимого давления, мощности, а также определяется экономическими соображениями. Установлено, что системы с дроссельным регулированием целесообразно применять при малой мощности (до 2…3 кВт), а при большой мощности предпочтительны системы с объемным регулированием.

Расчет гидроцилиндров сводится к определению силы на штоке $F_{пр}$ гидроцилиндра по известным геометрическим параметрам и давлению масла.

Сила на штоке гидроцилиндра одностороннего действия, Н:

толкающая сила

$$F_{ПР} = \frac{\pi D^2}{4} p_M \eta_{MEX} - F_П, \quad (4.1)$$

тянущая сила

$$F_{ПР} = \frac{\pi\left(D^2 - d^2\right)}{4} p_M \eta_{MEX} - F_П. \quad (4.2)$$

Сила на штоке гидроцилиндра двустороннего действия, Н:

толкающая сила

$$F_{ПР} = \frac{\pi D^2}{4} p_M \eta_{MEX}, \quad (4.3)$$

тянущая сила

$$F_{ПР} = \frac{\pi\left(D^2 - d^2\right)}{4} p_M \eta_{MEX}. \quad (4.4)$$

где D - диаметр цилиндра, мм;

d - диаметр штока, мм;

p_M – давление масла в магистрали (p_M=1,9…7,3 МПа);

η_{MEX}=0.93 - механический КПД гидроцилиндра;

$F_П$ - сила сопротивления возвратной пружины в крайнем рабочем положении, Н.

В случае известных p_M и $F_{ПР}$ приведенные зависимости решаются относительно диаметра цилиндра D. Полученные расчетные значения диаметров округляются до ближайшего большего значения из стандартного ряда (таблицы 6.3, 6.4 и 6.5).

Производительность насосов гидравлических приводов, м3/с

$$Q = \frac{\pi D^2 l}{t \eta_1}, \quad (4.5)$$

где D – диаметр цилиндра, м;

l – длина рабочего хода поршня гидроцилиндра, м;

t – время рабочего хода поршня гидроцилиндра, с;

η_1= 0,85 – объемный КПД гидросистемы, учитывающий утечки масла в золотнике и гидроцилиндре.

4.3 Порядок выполнения работы

4.3.1. Изучить краткие теоретические сведения, а также порядок расчета гидроприводов. Составить схему и выполнить расчет силового привода в соответствии с заданием, выданным преподавателем.

4.3.2. Составить отчет о работе.

Практическое занятие № 5
ВЫБОР ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ГИДРОПРИВОДА

5.1 Цель работы

Выработка навыков по выбору гидравлической схемы гидропривода.

5.2 Краткие теоретические сведения

Составление принципиальной гидравлической схемы предшествует расчетам и выбору элементов гидропривода.

Гидравлическая схема определяется исходными данными, на базе которых принимается решение о системе циркуляции рабочей жидкости, числе насосов, гидродвигателей, гидроаппаратов, их расположении в схеме. При этом необходимо всегда ориентироваться на серийно выпускаемое оборудование. В передвижных установках с гидроприводами, установленных на машинах на пневмо- и гусеничном ходу, в основном применяют объемные гидропередачи с разомкнутой циркуляцией потока рабочей. Однако в последние годы более широко применяются гидроприводы с замкнутой циркуляцией потока рабочей жидкости. При расчете и проектировании таких гидропередач для компенсации неизбежных утечек в насосе и гидродвигателе требуется подпитка рабочей жидкости во всасывающей гидролинии насоса. Обычно это достигается с помощью дополнительного насоса, подача которого должна быть выбрана с учетом последующего износа для восполнения утечек, и переливного клапана, поддерживающего требуемое давление.

Гидроприводы с замкнутой циркуляцией по сравнению с гидроприводом с разомкнутой циркуляцией имеют ряд преимуществ:

- уменьшение объема рабочей жидкости в гидросистеме;
- уменьшение габаритных размеров гидрооборудования, так как избыточное давление позволяет увеличить частоту вращения насоса и соответственно мощность гидропривода;
- изменение направления вращения гидромоторов путем изменения направления потока рабочей жидкости реверсивного насоса (напорная гидролиния насоса становится всасывающей, а всасывающая – напорной) без направляющих гидрораспределителей.

Недостатки гидропривода с замкнутой циркуляцией:

- необходимость использования теплообменных аппаратов для охлаждения рабочей жидкости;

- применение в качестве гидродвигателей гидроцилиндров с двусторонним штоком равной площади вследствие большой разности объемов поршневой и штоковой полостей в гидроцилиндрах с односторонним штоком.

Гидропривод поступательного движения обычно выполняют с разомкнутой циркуляцией, а гидропривод вращательного движения – как с разомкнутой, так и с замкнутой циркуляцией с насосами постоянной и переменной подач.

В зависимости от требований, связанных с эксплуатацией машины, в гидроприводе могут применяться объемное или дроссельное регулирования скорости выходного звена или сочетание этих способов.

Объемное регулирование скорости осуществляется изменением подачи насоса или гидромотора в зависимости от рабочего объема. Рабочий объем может изменяться автоматически с помощью регулятора мощности или других управляющих устройств.

Объемное регулирование скорости происходит без потерь на дросселирование потока, поэтому является наиболее эффективным и широко используется в гидроприводах с замкнутой циркуляцией и с реверсивными регулируемыми насосами, оснащенными регуляторами мощности.

В схемах с насосами постоянной подачи для регулирования скорости движения исполнительных механизмов применяют дроссельный способ, при котором регулирование производится изменением проходных сечений дросселей или неполным включением золотников гидрораспределителя. Дроссельный способ регулирования скорости ввиду больших потерь мощности менее эффективен, особенно при эксплуатации гидроприводов большой мощности. Однако гидравлические схемы с дроссельным регулированием проще и дешевле, поэтому для привода небольшой мощности или редко включаемого привода, например для плавного пуска и остановки машины, нередко применяют дроссельное регулирование, при котором часть рабочей жидкости сливается в бак, а ее энергия переходит в тепло.

При дроссельном регулировании используют три способа установки дросселя в гидросистеме: на входе, выходе и ответвлении. Включение дросселей в гидросистему может быть последовательным или параллельным гидродвигателю.

В гидросистемах машин с дросселем, установленным параллельно гидродвигателю, регулирование скорости должно произво-

диться без перелива части потока через предохранительный клапан. Регулирование с последовательным включением имеет больший диапазон регулирования при малых нагрузках на гидродвигатель, с параллельным включением – при больших нагрузках. В гидросистемах с параллельным включением дросселя при одинаковых глубине регулирования и нагрузках всегда более высокий КПД.

Дроссельное регулирование, как правило, применяется в системах с гидроцилиндрами, объемное – в системах с гидромоторами.

Объемное регулирование в основном осуществляется изменением рабочего объема насоса, реже изменением рабочего объема гидромотора.

Если скорость холостого хода механизма значительно больше скорости рабочего (в 5…10 раз), то в гидравлическую схему включают дополнительный насос, но при этом необходимо предусмотреть выключение этого насоса из схемы (чаще всего, сбросом жидкости в гидробак и переводом насоса на холостой ход) во время основной работы гидропривода. Аналогично следует поступать при кратковременной остановке гидродвигателей, при частых повторно-кратковременных включениях гидродвигателей в схемах необходимы гидроаккумуляторы.

Предохранительный клапан является неотъемлемым элементом объемного гидропривода и устанавливается он, как правило, сразу за насосом (если не включен в саму конструкцию насоса). В схемах с дроссельным регулированием при последовательной установке дросселя и гидродвигателя, а также за подпиточными насосами вместо предохранительного клапана устанавливают переливной (напорный золотник).

В схеме с несколькими гидродвигателями, имеющими разное давление и питающихся от одного насоса, необходимо устанавливать редукционные клапаны, а для синхронизации движения выходных звеньев гидродвигателей – делители потока.

5.3 Порядок выполнения работы

5.3.1. Изучить краткие теоретические сведения. Выполнить задание, выданное преподавателем.

5.3.2. Составить отчет о работе.

Практическое занятие № 6
ВЫБОР ДАВЛЕНИЯ ГИДРОПРИВОДА

6.1 Цель работы

Выработка навыков определения необходимого давления объемного гидропривода.

6.2 Краткие теоретические сведения

При предварительном расчете объёмного гидропривода за основной параметр удобнее принимать мощность, потребляемую насосом, которую можно приблизительно определить по следующей формуле:

$$N_н = k_c\, k_y\, \Sigma N_д, \qquad (6.1)$$

где k_c = 1,1...1,3 – коэффициент запаса по скорости, учитывающий возможные утечки жидкости; k_y = 1,1...1,2 – коэффициент запаса по усилию (моменту), учитывающий по заданным техническим условиям возможные потери давления; $\Sigma N_д$ — суммарная мощность всех работающих одновременно гидродвигателей.

При этом мощность, потребляемая гидроцилиндром:

$$N_ц = \frac{R\,v}{\eta_д}, \qquad (6.2)$$

где R – усилие на штоке гидроцилиндра; v – относительная скорость перемещения поршня; $\eta_д$ – КПД гидроцилиндра, который можно предварительно принять равным примерно 0,90.

Мощность гидромотора:

$$N_M = \frac{M\,\omega}{\eta_д}, \qquad (6.3)$$

где M – крутящий момент на валу гидромотора; ω – угловая скорость; $\eta_д$ – полный КПД гидромотора, который можно предварительно принять равным 0,75...0,85.

Необходимо иметь в виду, что давление рабочей жидкости p обеспечивает заданную силу R или момент M, а расход жидкости – заданную скорость v или заданное число оборотов n. При предварительном расчёте гидропривода обычно задаются давлением рабочей жидкости. На основе имеющегося инженерного опыта выбирают номинальное рабочее давление в гидросистеме, зависящее от мощности

гидропривода. В машиностроении в зависимости от мощности гидропривода используют номинальное давление, приведённое в табл. 6.1.

Таблица 6.1 –Зависимость давления от мощности гидропривода

Мощность, кВт	< 0,1	0,1-1	1-5	5-20	>20
Номинальное давление, МПа	1	1-6,3	6,3-10	10-16	16-25

Выбор номинального давления производится из нормативного ряда, установленного ГОСТ 12445-80. Для станков выбирается среднее давление – до 6,3 МПа, для приводов грузоподъемных и дорожно-строительных машин – высокое давление (до 20 МПа и более),

При увеличении давления уменьшается расход насоса, а следовательно его размеры, а также размеры гидросети и устройств управления, т. е. гидропривод делается более компактным. В то же время увеличение давления требует более дорогих насосов, высокой герметичности соединений и приводит к повышению нагрузки в отдельных узлах гидропривода.

Уменьшение рабочего давления приводит к увеличению размеров элементов гидропривода, но уменьшает требование к герметичности соединений, повышает срок службы гидропривода, дает возможность применять более простые и более дешевые насосы.

Выбор конкретной величины номинального давления при проектировании гидропривода производится в соответствии с нормальным рядом давлений, установленным соответствующим стандартом. Номинальное рабочее давление определяет возможный длительный рабочий режим машины. На условное давление рассчитываются основные магистрали гидросети, а на пробное давление производится испытание гидропривода. При рабочих давлениях выше номинального без достаточно хорошего ухода может быть снижена надежность и долговечность гидропривода. Исследования показали, что работа гидропривода при превышении номинального давления в 1,75 раз снижает его срок службы в 5 раз, а при давлении в 0,8 от номинального срок службы гидропривода увеличивается в 4 раза.

6.3 Порядок выполнения работы

6.3.1. Изучить краткие теоретические сведения. Выполнить задание, выданное преподавателем.

6.3.2. Составить отчет о работе.

Практическое занятие № 7
ВЫБОР ГИДРОМОТОРА

7.1 Цель работы

Выработка навыков по выбору марки гидромотора.

7.2 Краткие теоретические сведения

Мощность, потребляемая гидромотором, определяется по формуле:

$$N_д = \frac{M\omega}{\eta_д}, \tag{7.1}$$

где M – крутящий момент на валу гидромотора, Нм; ω–угловая скорость, 1/с-1(рад/с); $\eta д$ — полный КПД гидромотора, который можно предварительно принять равным 0,75...0,85.

Выбор марки гидромотора можно произвести по рабочему объему

$$q_д = \frac{2\pi M}{(p_{дв} - p_{дс})\eta_{дм}}, \tag{7.2}$$

где M – заданный крутящий момент, Нм; $p_{дв}$ – давление на входе в гидромотор, МПа; $p_{дс}$ – давление в сливной гидролинии после гидромотора, МПа; $\eta_{дм}$ – механический КПД гидромотора. В табл. 7.1 приведены технические характеристики некоторых гидромоторов, а условные их обозначения – в табл. 7.2. В гидроприводах строительных и дорожных машин в основном используются аксиально-поршневые гидромоторы (например, типа 210), в машиностроительных станках также пластинчатого типа.

Давление на входе в гидродвигатель принимается предварительно равным (0,8…0,9) $p_{ном}$, чтобы учесть падение давления по пути от насоса до гидродвигателя. Давление в сливной гидролинии после гидродвигателя необходимо принять с учётом потерь на фильтре, если фильтр установлен на сливной линии. Эти потери зависят от типа фильтра и равняются (0,2…0,3) МПа.

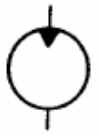
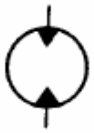
По заданному моменту M и принятому давлению $p_{ном}$ по уравнению (7.2) определяют расчетный рабочий объем $q_д$ и округляют его до стандартного (по ГОСТ 13824-80) или по $p_{ном}$ и $q_д$ выбирают серийно выпускаемый гидромотор (табл. 7.1). Затем по заданной частоте вращения $n_д$ по формуле:

$$Q_д = \frac{q_д n_д}{\eta_{до}} \tag{7.3}$$

Таблица 7.1 –Технические характеристики некоторых гидромоторов

Тип	№ типоразмера	Номинальный крутящий момент, Нм	Рабочий объём, см^3	Давление, МПа		Частота вращения, мин$^{-1}$		КПД	
				Номинальное	Максимальное	Номинальная	Максимальная	Объёмный	Полный
Низкомомвнтные аксиально-поршневые									
210	12	29	11,6	16	25	2800	5000	0,96	0,92
	16	71,5	28.1	16	25	2240	4000	0,96	0,92
	20	139	54,8	16	25	1800	3150	0,95	0,91
	25	270	107	16	25	1400	2500	0,95	0,90
	32	575	225	16	25	1120	2000	0,94	0,88
11М	2.5А	43	32	10	16	—	1500	0,95	0,85
	5	105	71	10	16	—	1440	0,97	0,93
	10	210	142	10	16	—	1440	0,97	0,93
	20	370	251	10	16	—	1440	0,97	0,93
	30	740	501	10	16	—	980	0,97	0,93
	50	1170	790	10	16	—	980	0.97	0,93
Низкомоментные шестеренные									
МНШ	32	47,5	32,6	10	13,5	300	1600	0,92	0,8
	46	69	47,3	10	13,5	300	1600	0,92	0,8
ДМШ	75Р	5В	51,5	8	12,0	—	1500	—	0,85
НМШ	150Р	600	750	7	10	—	730	—	0,91
Высокомоментные радиально-поршневые									
М		1500	940	10	15	5	100		
ГДР	250	2860	1800	10	15	5	120		
	300А	2600	1840	10	15	5	120		
	500Г	2650	3560	10	15	6	100		
	500В	5000	3560	10	15	5	80		
Высокомоментные пластинчатые									
ВЛГ	350	3,50	2640	8	10	—	70	0,91	0,72
	400А	4,35	2900	8	10	—	70	0,92	0,90
	1,8	16,80	12400	8	10	—	10	0,93	0,78
ДП	508	5,00	3500	10	12	—	60	0,94	0,90

Таблица 7.2 – Условные обозначения гидромоторов

Гидродвигатель	Определение	Условные обозначения
Гидромотор	Объемный гидродвигатель с неограниченным вращательным движением выходного звена	
Гидромотор регулируемый	Гидромотор с регулируемым рабочим объемом: 1) с постоянным направлением вращения вала	
	2) с реверсивным направлением вращения вала	
Гидромотор нерегулируемый	Гидромотор с нерегулируемым рабочим объемом: 1) с постоянным направлением вращения вала	
	2) с реверсивным направлением вращения вала	

определяют расход гидромотора $Q_д$, а по уравнению:

$$N_{дв} = \Delta p_д Q_д \eta_д \qquad (7.4)$$

его мощность.

При большом заданном моменте ($M_д$ > 200 Нм) и малой частоте вращения вала ($n_д$ < 200 мин-1) рекомендуются использовать, как правило, радиально-поршневые гидромоторы. При меньших моментах и частоте вращения вала, изменяющейся в большом диапазоне ($n_д$ = 20…1800 мин$^{-1}$), применяются аксиально-поршневые гидромоторы. Пластинчатые и шестеренные гидромоторы рекомендуются при частоте вращения не менее 300 мин$^{-1}$ и сравнительно малом моменте ($M_д$ < 200 Нм), причем, первые имеют несколько больший момент, чем вторые, но могут работать при давлении не более 6,3 МПа.

7.3 Порядок выполнения работы

7.3.1. Изучить краткие теоретические сведения. Выполнить задание, выданное преподавателем.

7.3.2. Составить отчет о работе.

Практическое занятие № 8
ВЫБОР ГИДРОЦИЛИНДРОВ

8.1 Цель работы

Выработка навыков по выбору типа гидроцилиндров.

8.2 Краткие теоретические сведения

Гидроцилиндры являются объемными гидродвигателями и предназначены для преобразования энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена. Выходным (подвижным) звеном может быть как шток, так и корпус гидроцилиндра.

В зависимости от скоростей и усилий, которые должны развивать исполнительные механизмы, в нефтепромысловом оборудовании применяют гидроцилиндры различных типов с различными способами их включения в объемную гидропередачу.

Гидроцилиндры могут быть одностороннего и двустороннего действия, поршневые с односторонним или двусторонним штоком и телескопические. В гидроцилиндрах одностороннего действия обратный ход совершается под действием внешней нагрузки, а в гидроцилиндрах двустороннего действия — под действием рабочей среды (как и прямой ход). Условные обозначения некоторых типов гидроцилиндров приведены в табл. 8.1.

В объёмных гидроприводах нефтепромыслового оборудования наиболее широко применяют поршневые гидроцилиндры двустороннего действия с односторонним штоком. Усилие на штоке и его перемещение могут быть направлены в обе стороны в зависимости от того, в какую из полостей нагнетается рабочая жидкость; обычно противоположная полость при этом соединяется со сливной линией.

В зависимости от назначения гидроцилиндров номинальные давления должны соответствовать значениям, указанным в табл. 8.2.

Скорость штока относительно корпуса гидроцилиндра не должна превышать значений, указанных в табл. 8.3.

Основными параметрами гидроцилиндров являются:

- номинальное давление $p_{ном}$;
- диаметр цилиндра (поршня) D;
- диаметр штока d;
- ход штока L.

Таблица 8.1. – Условные обозначения силовых гидроцилиндров

Гидроцилиндр	Конструктивное исполнение	Условное обозначение
Одностороннего действия	А. Без указания способа возврата штока	
	Б. С возвратом штока пружиной	
	В Плунжерный	
	Г Телескопический	
Двустороннего действия	А. С односторонним штоком	
	Б. С двусторонним штоком	
	В. Телескопический	
Снабженный системой торможения - демпфирующим устройством	А. С постоянным торможением в конце хода с одной стороны	
	Б. С постоянным торможением в конце хода с двух сторон	
	В. С регулируемым торможением в конце хода с одной стороны	
	Г. С регулируемым торможением в конце хода с двух сторон	

Таблица 8.2 – Давления рабочей жидкости для гидроцилиндров

Область применения гидроцилиндров	Давление, МПа		
	Номинальное	максимальное	пиковое
Грузоподъемные и подъемно-транспортные машины и механизмы	10 16 25 32	14 20 32 40	20 32 40 50

Таблица 8.3 – Допустимая скорость штока гидроцилиндров

Назначение гидроцилиндров	Номинальное давление, МПа	Скорость штока, м/с	
		Номинальная	Максимальная
Общего назначения	10; 16; 25; 32	0,3	0,5
Специальные для самоходных кранов: Ц22; Ц41; Ц51; Ц21;Ц31	16	0,03- -0,08	–

Необходимая площадь поршня F гидроцилиндра определяется из соотношения:

$$F = \frac{R}{(p_{дв} - p_{дс})\eta_{цм}} = S \ , \qquad (8.1)$$

где R – нагрузка на шток при выдвижении штока, Н; $p_{дв}$ – давление на входе в цилиндр, $p_{дв} = (0{,}8\ldots0{,}9)p_{ном}$; $p_{дс}$ – давление в сливной линии, Па; $\eta_{цм}$ – механический КПД гидроцилиндра, равный 0,93...0,97, S – рабочая площадь, на которую воздействует давление, м^2.

Тогда внутренний диаметр гидроцилиндра определяется из соотношения:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} \ . \qquad (8.2)$$

Диаметр гидроцилиндра, а также диаметр его штока уточняется в соответствии с нормалью ОН22–176–69.

В случае создания давления в штоковом пространстве или гидроцилиндра с двусторонним штоком рабочая площадь будет:

$$S = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}, \tag{8.3}$$

где d – диаметр штока. Принимая во внимание, что $\varphi = \frac{D^2}{D^2 - d^2}$, тогда:

$$D = \sqrt{\frac{4S\varphi}{\pi}}. \tag{8.4}$$

Величина φ понимается равной 1,25; 1,33 или 1,6.

8.3 Порядок выполнения работы

8.3.1. Изучить краткие теоретические сведения. Выполнить задание, выданное преподавателем.

8.3.2. Составить отчет о работе.

Практическое занятие № 9
ВЫБОР НАСОСОВ

9.1 Цель работы

Выработка навыков по выбору марки и типоразмера насоса гидропривода.

9.2 Краткие теоретические сведения

Выбор марки и типоразмера насоса гидропривода производится в зависимости от необходимой подачи и номинального давления в гидросистеме с учётом особенностей, связанных с их использованием в гидроприводах технологических машин и приведённые ниже:

- предельные частота вращения, давление и подача определяют размеры и массу насоса;
- конструктивная сложность существенно влияет на стоимость и надежность работы насоса;
- эксплуатационные качества, а именно надежность, полный КПД, сложность ремонта и обслуживания определяют эффективность гидропривода и гидроприводной машины в целом;
- возможность регулирования и реверсирования подачи насоса способствует повышению эффективности гидропривода.

Если требуются большие подача и давление насоса, нет необходимости в его регулировании и отсутствуют ограничения в габаритах машины, то рекомендуются использовать эксцентриковые поршневые насосы. В случае необходимости регулирования подачи – радиально-поршневые. Аксиально-поршневые насосы более компактны, чем радиально-поршневые, позволяют создать большое давление (до 32 МПа), но требуют более качественной очистки масла. В гидросистемах легкого и среднего режимов работы целесообразно применять шестеренные насосы, а для тяжелых и очень тяжелых режимов – аксиально- и радиально-поршневые насосы. Пластинчатые и шестеренные насосы создают меньшие подачу и давление, чем роторно-поршневые. Шестеренные насосы (они, как правило, нерегулируемые) применяются чаще всего на вспомогательных операциях. Условные обозначения насосов приведены в таблице 9.1.

В гидроприводах, где требуется небольшие скорости при рабочем ходе и относительно большие при нерабочем ходе, применяют наряду с основным – силовым, развивающий большое давление, также вспомогательный, развивающий небольшое давление и большие

расходы. Часто оба эти насоса соединяются с одним валом приводного двигателя.

Таблица 9.1 – Условные обозначения объемных насосов

Гидромашина	Определение	Условное обозначение
Насос постоянной подачи	Объемная гидромашина с нерегулируемым рабочим объемом: 1) с постоянным направлением потока;	
	2) с реверсивным направлением потока	
Насос с регулируемой подачей	Объемная гидромашина с регулируемым рабочим объемом. 1) с постоянным направлением потока;	
	2) с реверсивным направлением потока	
Насос-мотор нерегулируемый	Объемная гидромашина с нерегулируемым рабочим объемом, 1) при одном (не реверсируемом) направлении потока;	
	2) при различных направлениях потока;	

Если в гидросхеме несколько гидродвигателей, работающих не одновременно, то перед выбором насосов необходимо предварительно построить гистограмму расходов, определить число параллельно работающих насосов и установить необходимость использования гидроаккумуляторов. Затем определяют мощность насоса и выбирают приводной двигатель. Для расчета в качестве номинального давления $p_{ном}$, развиваемого насосом, используют предварительно выбранное номинальное давление в гидросистеме.

Обычно, приступая к определению параметров силового насоса, имеют заданные значения действительной подачи, частоты вращения и номинального давления в гидросистеме [1].

Номинальной подачей насоса является сумма расходов параллельно включаемых гидродвигателей,

$$Q_н = \sum_{i}^{n} Q_{дi}\,, \tag{9.1}$$

где *Qні*— расходы одновременно работающих гидродвигателей.

При раздельной работе нескольких гидродвигателей подачу насоса необходимо определять по той группе одновременно включаемых гидродвигателей, для работы которой требуется наибольший расход.

По известным значениям $Q_н$ и $p_{ном}$ предварительно выбирается насос. Основные параметры некоторых насосов, применяемых в гидроприводном оборудовании, приведены в таблице 9.2. Для выбранного насоса вычисляется рабочий объем насоса *qн* при заданной частоте вращения приводного двигателя *n*:

$$q_н = \frac{Q_н}{i\eta_{но}n}\,, \tag{9.2}$$

где *i* – число насосов; $\eta_{но}$ – объемный КПД насоса. Значение $\eta_{но}$ выбирают предварительно в пределах 0,90…0,95 и затем уточняют с учетом типа принятого насоса.

Пользуясь справочной литературой, производится окончательный выбор насоса определенного типа, с необходимым рабочим объемом, рассчитанный на работу при частотах вращения *n* и на давление $p_{ном}$.

Технический уровень гидромашин оценивают по удельным показателям металлоемкости (в кг/кВт), энергоемкости (в кВт/дм^3) и техническому ресурсу. Меньшие удельные показатели металлоемкости (0,14…6,8 кг/кВт) имеют пластинчатые, средние (0,2…13,6 кг/кВт) – шестеренные и большие (0,41…20,4 кг/кВт) – аксиально-поршневые гидромашины.

Кроме того, учитываются эксплуатационные свойства: работоспособность в широком интервале изменения температур окружающей среды, чувствительность к наличию загрязнителей рабочей жидкости и т.д.

Таблица 9.2 –Технические характеристики некоторых роторных насосов

Тип	№ типо-размера	Рабочий объем, $см^3$	Давление, МПа	Частота вращения, $мин^{-1}$	КПД	
					объемный	полный
Шестерённые						
НШ.10	10	10	10/13,5	1100/1650	0,92	0,80
	32	32,6	10/13,5	1100/1650	0,92	0,80
	46	47,3	10/13,5	1100/1650	0,92	0,80
	50	48,8	10/13,5	1100/2000	0,94	0,85
	67	67	10/13,5	1100/2000	0,94	0,85
	98	98	10/13,5	1100/2000	0,94	0,85
	140	140	10/13,5	1100/2000	0,94	0,85
Пластинчатые						
Г12-21А двойного действия	21А	8	6,3	950/1450	0,62	0,50
	21	5,2	6,3	950/1450	0,71	0,55/0,66
	22	12	6,3	950/1450	0,77	0,65/0,72
	22А	19	6.3	950/1450	0,77	0,65/0,72
	23А	25	6,3	950/1450	0,85	0,75/0,81
Аксиально-поршневые						
210 нерегулируемые	12	11,6	16/25	2800/5000	0,96	0,88
	16	28,1	16/25	2240/4000	0,96	0,83
	20	54,8	16/25	1800/3150	0,95	0,87
	25	107	16/25	1400/2500	0,95	0.87
	32	225	16/25	1120/2000	0,94	0,86
207 регулируемые	20	54,8	16/25	1800/3200	0,965	0,900
	25	107	16/25	1400/2500	0,970	0,905
	32	225	16/25	1120/2000	0,975	0,910

Максимальные давления и частота вращения зависят от рабочего объема гидромашин, что объясняется конструктивными особенностями насосов, прежде всего величиной зазоров сопрягаемых деталей и гидравлическими сопротивлениями всасывающих гидролиний.

Лучшей всасывающей способностью обладают пластинчатые и шестеренные насосы, кроме того, они могут работать на более вязких жидкостях. Вместе с тем большие зазоры, чем в аксиально-

поршневых насосах, способствуют уменьшению объемного КПД при уменьшении вязкости жидкости и повышении давления.

Аксиально-поршневые насосы имеют более высокий КПД по сравнению с шестеренными и пластинчатыми. Заметное снижение КПД у аксиально-поршневых насосов наблюдается только при вязкости жидкости менее 10 мм2/с, в то время как у пластинчатых и шестеренных снижение КПД наблюдается при 80 мм2/с.

Сравнительная оценка насосов различных типов свидетельствует о том, что каждый тип имеет определенные преимущества.

9.3 Порядок выполнения работы

9.3.1. Изучить краткие теоретические сведения. Выполнить задание, выданное преподавателем.

9.3.2. Составить отчет о работе.

Практическое занятие № 10
ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

10.1 Цель работы

Выработка навыков составления схемы и выбора типа гидрораспределителя.

10.2 Краткие теоретические сведения

В промышленных гидроприводах, а также в гидроприводах строительных, дорожных и других мобильных машин применяют гидрораспределители преимущественно с запорно-регулирующим элементом золотникового типа. Они наиболее технологичны и компактны, могут регулировать расход рабочей жидкости.

Тип и марку гидрораспределителя выбирают по номинальному давлению, подаче насоса и количеству гидродвигателей. Для гидроприводов, работающих в легком и среднем режимах, выбирают, как правило, моноблочные распределители, а для работающих в тяжелом и весьма тяжелом режимах – секционные распределители. Условные обозначения некоторых типов гидрораспределителей приведены в таблице 10.1.

В конструкции гидрораспределителей предусматривается возможность управлять перемещением золотников непосредственно ручным способом (или с помощью системы рычагов и тяг) и дистанционно-гидравлическими или электрогидравлическими устройствами.

С помощью многопозиционных золотниковых гидрораспределителей можно поочередно или одновременно управлять несколькими исполнительными механизмами, совмещая операции в рабочем цикле машины.

В зависимости от числа рабочих позиций гидрораспределители могут быть двух-, трех- и четырехпозиционными, а в зависимости от числа внешних гидролиний – двух, трех- и четырехлинейными. На схемах гидрораспределители обозначают в одной позиции из отдельных элементов и их комбинаций: подвижного элемента, линий связи, проходов и элементов управления. В распределителе дискретного (прерывистого) действия рабочую позицию подвижного элемента изображают квадратом (прямоугольником), число позиций соответствует числу квадратов.

Таблица 10.1 – Условные обозначения распределителей

Наименование	Обозначение
Двухпозиционный Четырехлинейный распределитель с управлением:от кулачка с пружинным возвратом	
от рукоятки с фиксатором	
от двух электромагнитов	
Трехпозиционный Четырехлинейный распределитель с перекрытием потока в исходном положении: с ручным управлением и фиксатором	
с управлением от электромагнитов	
Четырехлинейный распределитель Управление электрогидравлическое от вспомогательного распределителя	
Дросселирующий распределитель непрерывного действия и с электрогидравлическим управлением	
распределитель с управлением- от рукоятки с фиксатором	
от двух электромагнитов	
с электрогидравлическим управлением от двух вспомогательных распределителей	

Двухлинейные гидрораспределители, соединенные с двумя внешними гидролиниями (напорной и управления), служат для пропуска или перекрытия потока рабочей жидкости только в одной гидролинии управления. Ими можно изменять расход и скорость потока, т.е. мощность, подводимую к гидродвигателю от насоса, но нельзя изменять направление потока.

Трехлинейные гидрораспределители, соединенные с тремя внешньши гидролиниями (напорной, сливной и управления), предназначены в основном для управления гидродвигателями одностороннего действия, например гидроцилиндрами с возвратом штока пружиной или плунжерного гидроцилиндра с противодействующей силой от внешней нагрузки.

Четырехлинейные гидрораспределители, соединенные с четырьмя внешними гидролиниями (напорной, сливной, с двумя линиями управления) используют для управления потоком жидкости в двух полостях, например в двух полостях гидроцилиндра двустороннего действия.

У двухпозиционных гидрораспределителей только две фиксированные позиции, у трехпозиционных – три (например, две рабочие и одна нейтральная), у четырехпозиционных – четыре (например, две рабочие, одна нейтральная и одна плавающая). При плавающей позиции обе полости гидродвигателя соединены между собой и со сливной линией.

Для управления исполнительными механизмами гидрораспределители могут иметь различные схемы соединения каналов: параллельную, последовательную и индивидуальную (рис. 10.2) [1].

При *параллельной схеме* (рис. 10.2, *а*) напорный канал позволяет одновременно соединять с насосом несколько гидродвигателей. Отводящие линии гидродвигателей соединены между собой и со сливной линией гидрораспределителя. При этом расход жидкости, поступающей в гидрораспределитель, делится между включенными гидродвигателями обратно пропорционально их внешним нагрузкам.

При *последовательной схеме* (рис. 10.2, б) соединения каналов в гидрораспределителе устанавливают промежуточную секцию, которая позволяет совмещать выполнение операций двумя гидродвигателями от одного потока. В этом случае сливная гидролиния первого гидродвигателя соединяется с напорной гидролинией второго гидродвигателя. Отводящая гидролиния последнего из включенных гидродвигателей соединяется со сливной гидролинией. Расход рабочей жидкости для каждого гидродвигателя является одинаковым, что

обеспечивает одновременную работу нескольких гидродвигателей с одинаковой скоростью. Но при такой схеме рабочее давление в каждом последующем гидродвигателе равно давлению на выходе из предыдущего, а давление в подводящей гидролинии определяется суммой сопротивлений включенных гидродвигателей.

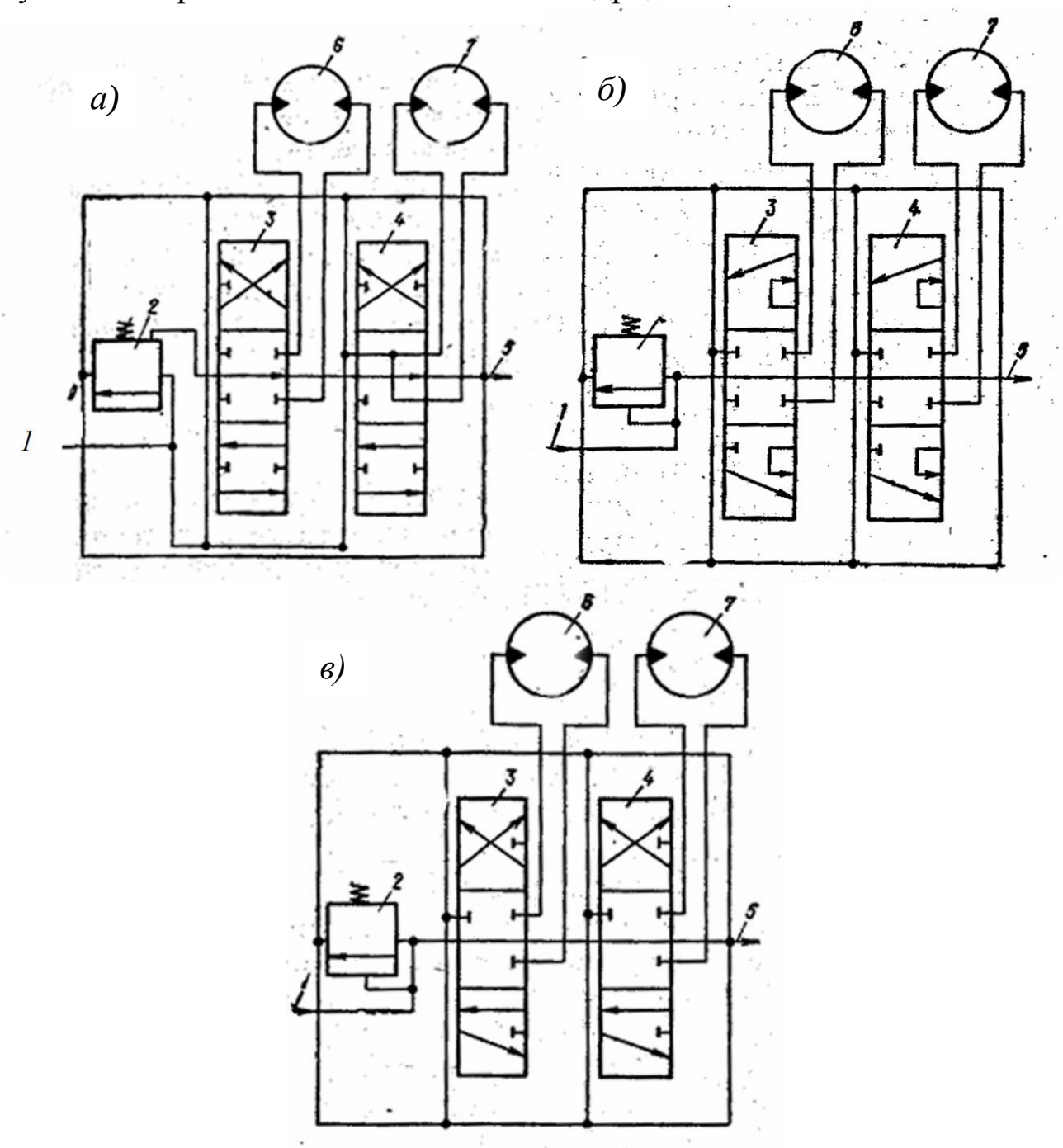


Рисунок 10.2. Схемы включения гидрораспределителей в гидропривод: *а)* – с параллельным соединением двух гидродвигателей, *б)* – с последовательным соединением двух гидродвигателей, *в)* – с индивидуальным соединением двух гидродвигателей, *1* – вход рабочей жидкости; *2* – напорная секция; *3, 4* – рабочие секции; *5* – слив; *6, 7,* – гидродвигатели

При *индивидуальной схеме* (рис. 10.2, *в*) соединения каналов гидрораспределитель обеспечивает подвод всего потока рабочей жидкости только к одному гидродвигателю. Подвод рабочей жидкости к следующим гидродвигателям перекрыт. Чтобы включить последующий гидродвигатель, необходимо отключить предыдущий гидродвигатель. Такая схема (тандем) предназначена для гидросистем с поочередным включением исполнительных механизмов и находит широкое применение в гидроприводах мобильных машин.

Многозолотниковые гидрораспределители по конструктивному исполнению корпуса разделяют на секционные и моноблочные. При секционном исполнении золотники расположены в отдельных рабочих секциях, которые соединяются в единый блок. Предохранительный и обратный клапаны обычно расположены в напорной секции. При моноблочном исполнении все золотники, предохранительные клапаны, а также иногда обратные клапаны расположены в одном корпусе.

10.3 Порядок выполнения работы

10.3.1. Изучить краткие теоретические сведения. Выполнить задание, выданное преподавателем.

10.3.2. Составить отчет о работе.

Практическое занятие № 11
ГИДРОДРОССЕЛИ

11.1 Цель работы

Выработка навыков выбора дроссельного устройства.

11.2 Краткие теоретические сведения

Дроссельные устройства служат для ограничения подачи жидкости к исполнительному органу (гидроцилиндру, гидромотору) с целью регулирования скорости его движения.

Дроссельное регулирование является наиболее простым и дешевым способом изменения скорости перемещения рабочих органов при небольших мощностях или малых расходах жидкости. В гидроприводах строительных машин применяются щелевые и пластинчатые дроссели, а также дроссели (регуляторы) постоянного расхода и редукционные гидроклапаны, являющиеся автоматически действующими дросселями.

Для регулирования скорости перемещения рабочих органов станков или других машин путем изменения расхода рабочей жидкости используют регулируемые гидродроссели двух типов, крановые и золотниковые.

Регулируемые дроссели с обратным клапаном предназначены для ограничения потока рабочей жидкости в одном направлении и свободного пропускания его в другом направлении.

11.3 Порядок выполнения работы

11.3.1. Изучить краткие теоретические сведения. Выполнить задание, выданное преподавателем.

11.3.2. Составить отчет о работе.

Практическое занятие № 12
КЛАПАНЫ

12.1 Цель работы

Выработка навыков составления схемы и выбора клапанов.

12.2 Краткие теоретические сведения

12.2.1 Обратные клапаны

Обратные клапаны предназначены для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении. При движении потока рабочей жидкости в обратном направлении проходное сечение клапана закрывается.

Установка в гидроприводе машины обратного клапана исключает самопроизвольное опускание рабочего оборудования под действием внешней нагрузки, а также при случайном включении гидрораспределителя.

Обратный клапан типа 61 удобен для установки между трубами в гидросистемах мобильных машин. Запорно-регулирующий элемент снабжен пружиной. Он имеет малый ход, благодаря чему рабочее проходное сечение клапана закрывается и открывается мгновенно. При номинальном расходе пружина создает сопротивление потоку не более 0,05 МПа.

12.2.2 Предохранительные клапаны

В технологических машинах широко применяются различного типа клапаны, в том числе нормализованные предохранительные клапаны типа Г и БГ (условные обозначения приведены в табл. 12.1). Эти клапаны предназначены для предохранения гидропривода от перегрузки и для поддержания в заданном участке гидромагистрали постоянного давления. Эти клапаны, получившие название предохранительных клапанов с переливным золотником, являются регуляторами давления непрямого действия. Для поддержания в отдельных участках гидропривода заданного давления рабочей жидкости путем ее непрерывного слива применяются переливные клапаны. Конструктивно эти клапаны такие же, как и предохранительные, но в отличие от последних имеют большие размеры рабочих окон, так как они работают непрерывно.

12.3 Порядок выполнения работы

12.3.1. Изучить краткие теоретические сведения. Выполнить задание, выданное преподавателем.

12.3.2. Составить отчет о работе.

Таблица 12.1 – Условные обозначения некоторых клапанов

Наименование	Условные обозначения
Регулирующий орган: нормально закрытый	
нормально открытый	
Предохранительный клапан с собственным управлением: прямого действия	
непрямого действия	
с дополнительным подводом давления от отдельной гидролинии	
Напорный клапан	
Редукционный гидравлический клапан поддерживающий постоянное давление на выходе, зависящем: от усилия пружины	
от давления управления рз	
Дроссель с автоматическим управляемым напорным клапаном	
То же, и с предохранительным клапаном	
Обратный клапан	

Практическое занятие № 13
ТРУБОПРОВОДЫ

13.1 Цель работы

Выработка навыков расчета трубопроводов.

13.2 Краткие теоретические сведения

Трубопроводы для гидроприводов машин изготавливают из труб, выполненных преимущественно из сталей марок Сталь 10 и Сталь 20 (качественная сталь). Для гидросистем низкого давления можно применять сварные трубы, а для линий управления и подключения контрольных приборов – медные.

Выбор диаметра трубопровода $d_в$ осуществляется из условия обеспечения заданного расхода при принятых скоростях движения жидкости:

$$d_в = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}, \qquad (13.1)$$

где Q – максимальный расход жидкости в данном трубопроводе; м^3/с
v – максимальная скорость движения жидкости, принимается в соответствии с данными, приведенными в табл.13.1, м/с.

Таблица 13.1 – Максимальная скорость движения жидкости

Магистраль	Всасывающая	Сливная	Нагнетательная, при давлении, МПа:			
			<2,5	<5	<10	>15
v (не более), м/с	0,74 – 1,2	2	3	4	5	8 –10

Расчет трубопроводов состоит из двух частей: гидравлического расчета и проверки условий прочности при максимальном давлении в гидросистеме.

Для тонкостенных труб, имеющих отношение толщины стенки трубы к наружному диаметру $\delta/d_н \leq 0{,}0625$, диаметр трубопровода можно вычислить по формуле [1]:

$$\sigma = p\frac{d_{ср}}{2\delta} \leq [\sigma], \qquad (13.2)$$

где σ – тангенциальные напряжения разрыва от действия внутреннего давления жидкости, p – расчетное давление жидкости в гидросистеме, принимаемое равным (1,2 – 1,3)$p_{раб}$; $d_{ср}= (d_н+d_в)/2$ – средний диаметр трубы; $d_н$ и $d_в$ – соответственно наружный и внутренний диаметры трубопровода; δ –толщина стенки трубы; $[\sigma]$ –допускаемое напряжение.

Обычно, прибавку на коррозию принимают $\delta_к$ = 1 мм, полагая, что скорость коррозии составляет 0,1 мм в год, а срок службы установки – 10 лет.

Допускаемые напряжения определяются из соотношения

$$[\sigma] = 0{,}3\,\sigma_{вр}\,, \qquad (13.3)$$

где $\sigma_{вр}$ – предел прочности.

Предел прочности (временное сопротивление) сталей, применяемых для изготовления трубопроводов, приведены в таблице 13.2.

Таблица 13.2 – Предел прочности сталей

Сталь марки	Сталь 10	Сталь 20	Сталь 35	10Г2	20Х
σвр, МПа	340	420	520	480	440

Для толстостенных трубопроводов, имеющих отношение $\delta/d_н$ > 0,0625, σ определяется по формуле

$$\sigma = p\frac{d_н^2 + d_в^2}{d_н^2 - d_в^2}\,, \qquad (13.3)$$

Окончательно внутренний и наружный диаметры и толщину стенки выбирают по ГОСТ 8734-75 для стальных холоднодеформированных труб.

В качестве гибких трубопроводов при высоком давлении (свыше 10 МПа) применяют резиновые рукава с металлическими оплетками (ГОСТ 6286-73), при низком давлении – резиновые рукава с нитяными оплетками (ГОСТ 10362-76).

Трубопроводы соединяются разъемными соединениями: шаровыми, торцевыми, с вращающимся кольцом либо с развальцовкой. Для трубопроводов, рассчитанных на давление свыше 16 МПа, следует использовать соединение с врезающимся кольцом, преимущества которого состоят в том, что не требуется приварки ниппелей к трубе и при сборке значительно уменьшается возможность осевого натяга трубопроводов.

13.3 Порядок выполнения работы

13.3.1. Изучить краткие теоретические сведения. Выполнить задание, выданное преподавателем.

13.3.2. Составить отчет о работе.

Практическое занятие № 14
ГИДРОПРИВОД ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ С ЗОЛОТНИКОВЫМ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЕМ

14.1 Цель работы

Выработка навыков чтения принципиальных схем объемных гидроприводов и описания их принципа работы.

14.2 Краткие теоретические сведения

В качестве примера рассмотрим схему системы дистанционного управления работой гидродвигателей, причем выбраны наиболее простые гидродвигатели – гидроцилиндры одностороннего действия. В системе, показанной на рисунке 14.1 [1], при рабочем ходе поршня вправо преодолевается значительная сила F_p, а при обратном ходе – малая сила $F_в$. Особенностью системы является необходимость обеспечения постоянной скорости поршня при рабочем ходе. Для этого к штоковой полости *18* гидроцилиндра *19* присоединен регулятор потока, состоящий из клапана *16* постоянной разности давлений, регулируемого дросселя *15* и демпфирующего дросселя *17*. При движении штока гидроцилиндра вправо регулятор поддерживает постоянным расход жидкости, вытесняемой из штоковой полости и проходящей по линии *14*. Значение скорости поршня регулируется открытием дросселя *15*.

Так как к системе, показанной на рисунке 14.1, не предъявляется требование повышенной герметичности, в качестве распределительного устройства применен золотниковый распределитель, для которого свойственны утечки жидкости. Использование золотникового распределителя позволяет сократить общее число элементов в системе.

Рассмотрим назначение остальных элементов приведённой гидросистемы.

Питание систем осуществляется объемным насосом *2*. При расположении насосов над уровнем жидкости в резервуаре, для сохранения заполнения подводящей линии, на ней могут устанавливаться обратный клапан 1. Для охлаждения рабочей жидкости в сливной линии установлен теплообменник 7. За насосом расположен блок фильтрации *3*. Он состоит из фильтра 5 и перепускного клапана *4*, который предохраняет фильтрующий элемент от повреждения при увеличении его сопротивления по мере засорения. Защита насоса от перегрузок обеспечивается предохранительно-переливным клапаном *6*

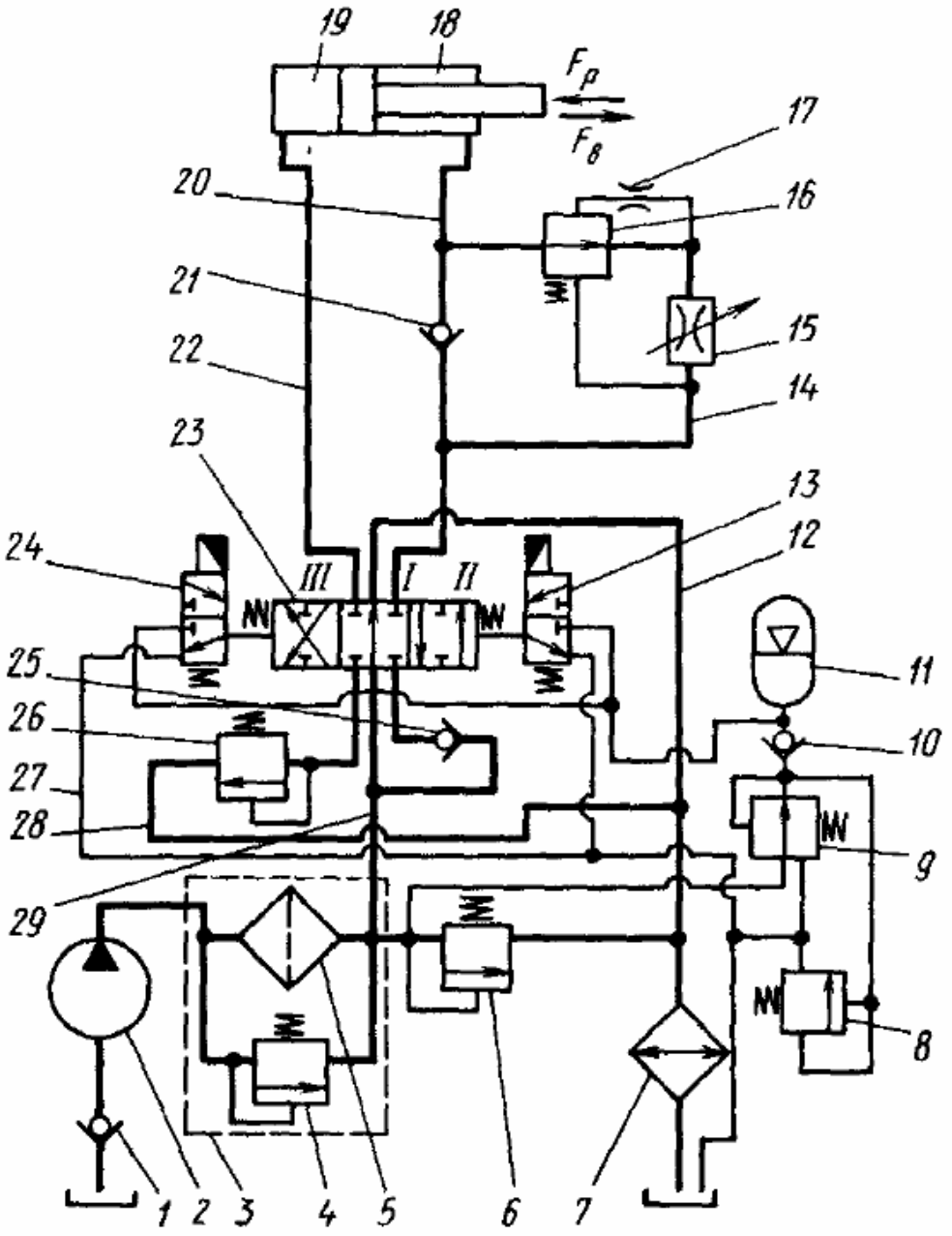


Рисунок 14.1 – Схема объёмного гидропривода поступательного движения с золотниковым распределителем

Золотниковый распределитель *23* типа 6/3 (управляет соединением шести линий, имеет три рабочих положения) в положении *I* свободно перепускает жидкость от насоса из напорной линии *29* в сливную линию *12*, поэтому отдельного перепускного устройства не требуется. В положении *III* распределитель направляет жидкость в рабочую полость гидроцилиндра *19*. Из штоковой полости жидкость вытесняется через регулятор *16*, при этом обеспечивается постоянство скорости поршня независимо от силы F_p. При нахождении рас-

пределителя в положении *II* жидкость подается через обратный клапан *21* в штоковую полость и выполняется обратный ход поршня.

Обратный клапан *25* и подпорный клапан *26* поддерживают жесткость системы в промежутках между ходами, обеспечивая заполненность гидроцилиндра, соединительных линий и распределителя.

Для управления перемещением запорно-регулирующих элементов распределителя *23* применены распределители *13* и *24* типа 3/2, управляемые двухпозиционными электромагнитами. Часто используют и другие системы управления распределителями – ручную механическую, ручную гидравлическую или пневматическую.

14.3 Порядок выполнения работы

14.3.1. Изучить краткие теоретические сведения. Выполнить задание, выданное преподавателем.

14.3.2. Составить отчет о работе.

Практическое занятие № 15
ГИДРОПРИВОД ТИПА «ПРЯМОЙ ХОД – ОБРАТНЫЙ ХОД – ОСТАНОВКА»

15.1 Цель работы

Выработка навыков чтения принципиальных схем объемных гидроприводов и описания их принципа работы.

15.2 Краткие теоретические сведения

Схема гидропривода, автоматически совершающего движения «прямой ход – обратный ход – остановка» показана на рисунке 15.1 [1].

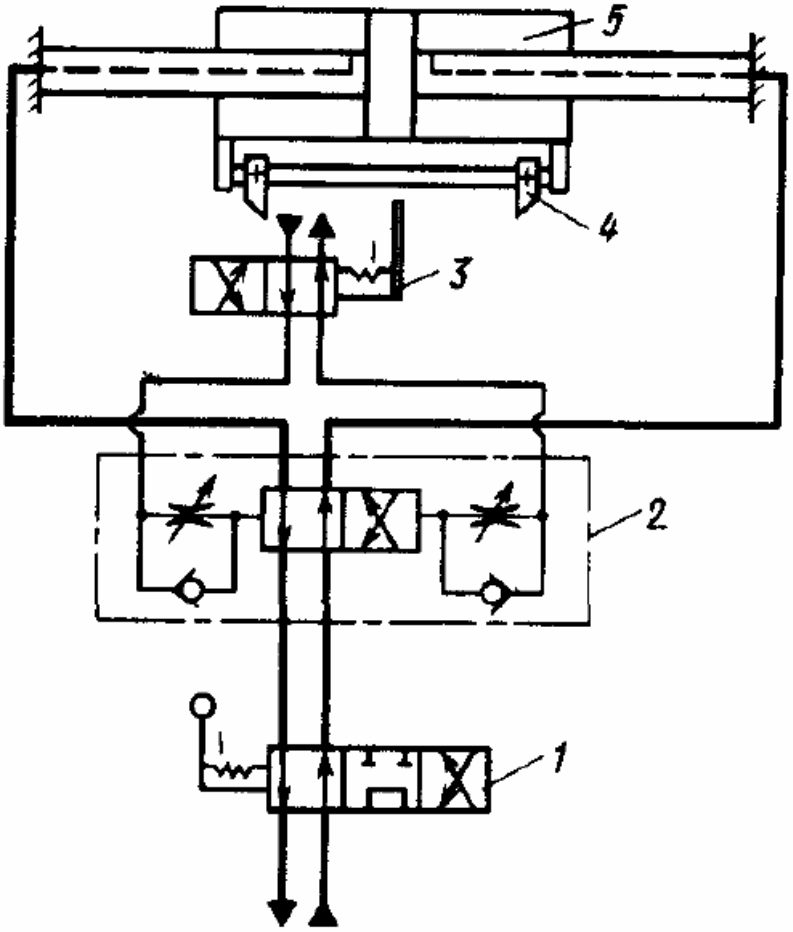


Рисунок 15.1 – Схема гидропривода, работающего по циклу «прямой ход – обратный ход – остановка»

Гидропривод включается кратковременным воздействием на двухпозиционный гидрораспределитель *1* с ручным управлением и возвратной пружиной. При этом гидрораспределитель *2* второй ступени управления включает прямой ход выходного звена (штока) путем со-

единения поршневой полости гидроцилиндра *5* с напорной гидролинией, а штоковой – со сливной. Реверсирование выходного звена гидропривода выполняется после воздействия кулачка *4* на путевой гидрораспределитель *3*. При этом гидрораспределитель *2* переключается и соответственно соединяются штоковая полость гидроцилиндра *5* с напорной гидролинией, а поршневая – со сливной. Если нет ручного воздействия на гидрораспределитель *1*, то поршень со штоком останавливается на упоре в начальном положении. Гидрораспределитель *2* снабжен дроссельно-клапанной плитой, благодаря чему его регулирующий элемент (золотник) плавно перемещается, тем самым предохраняя гидросистему от резких возрастаний (скачков) давления.

15.3 Порядок выполнения работы

15.3.1. Изучить краткие теоретические сведения. Выполнить задание, выданное преподавателем.

15.3.2. Составить отчет о работе.

Практическое занятие № 16
АВТОМАТИЧЕСКИЙ ГИДРОПРИВОД ПЕРИОДИЧЕСКОГО ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

16.1 Цель работы

Выработка навыков чтения принципиальных схем объемных гидроприводов и описания их принципа работы.

16.2 Краткие теоретические сведения

Чтобы обеспечить периодическое возвратно-поступательное движение гидроцилиндра *5* (рисунок 16.1) – выходного звена гидропривода, используется двухпозиционный крановый гидрораспределитель *3*, переключаемый подвижными упорами *4*, которые соединены с подвижной частью гидропривода. Гидрораспределитель *3* гидравлически управляет гидрораспределителем *2* второй ступени с дроссельно-клапанной плитой [1].

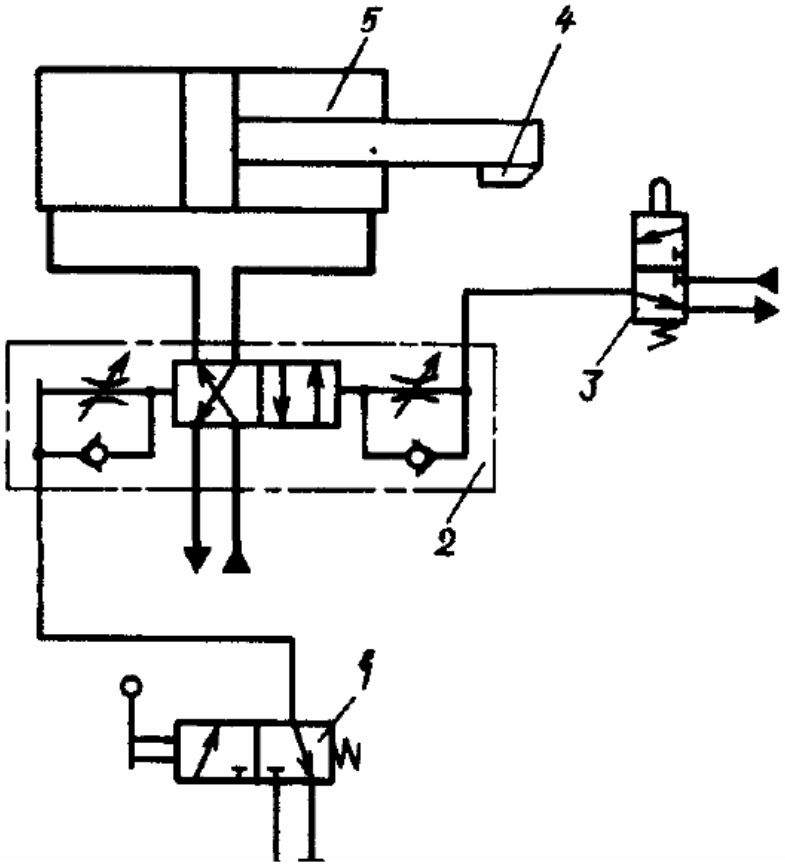


Рисунок 16.1 – Схема автоматического гидропривода с периодическим возвратно-поступательным движением

Для включения и выключения движения гидропривода предусмотрен трехпозиционный гидрораспределитель *1* с ручным управле-

нием. При среднем положении гидрораспределителя *1* жидкость в полостях гидроцилиндра *5* заперта, а насосная установка разгружена (напорная гидролиния соединена со сливной). При показанном на рисунке 16.1 положении гидрораспределителя *1* происходит периодическое возвратно-поступательное движение гидроцилиндра *5*. В третьем положении гидрораспределителя *1* гидроцилиндр *5* перемещается в одно из крайних положений.

16.3 Порядок выполнения работы

16.3.1. Изучить краткие теоретические сведения. Выполнить задание, выданное преподавателем.

16.3.2. Составить отчет о работе.

Практическое занятие № 17
АВТОМАТИЧЕСКИЙ ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОД ПЕРИОДИЧЕСКОГО ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ С УПРАВЛЕНИЕМ ПО НАГРУЗКЕ

17.1 Цель работы

Выработка навыков чтения принципиальных схем объемных гидро- и пневмоприводов и описания их принципа работы.

17.2 Краткие теоретические сведения

Путевое управление движением привода посредством кулачков и путевых распределителей не обеспечивает высокой точности остановки выходного звена в крайнем положении. Остановка с точностью до десятых долей миллиметра возможна с помощью «силового» упора в сочетании с управлением по нагрузке. Примеры соответствующих схем гидро- и пневмопривода показаны на рисунке 17.1 [1]. Сущность управления по нагрузке состоит в том, что используется повышение давления рабочей среды при остановке выходного звена объемного двигателя *5* на неподвижном упоре *6*. Давление повышается до значения, при котором срабатывает предохранительный клапан в насосной установке (на схеме не показана) или до давления газов в аккумуляторе (на схеме не показан). Из-за увеличения давления выше рабочего срабатывает распределитель *7* (рис. 17.1, *а)* или клапан давления *8* (рис. 17.1, *б*), пружины которых настроены на максимальное давление рабочей среды.

Чтобы обеспечить определенную выдержку времени в зоне остановки выходного звена привода на упоре, в схеме привода предусматривается клапан *4* выдержки времени (рис. 17.1, *а,* б). При этом распределитель *3* второй ступени управления переключается не сразу после срабатывания распределителя *7* или клапана *8*, а через определенное время, соответствующее настройке клапана *4*, называемого также реле времени. Принцип действия клапана *4* состоит в замедленном, благодаря регулируемому дросселю, заполнении рабочей средой внутренней управляющей камеры. Клапан *1* обеспечивает свободное обратное течение жидкости в управляющей гидролинии. Распределитель *2* необходим для начального включения гидропривода. Распределители *9* и *10* нужны для переключения пневмопривода на автоматическую работу.

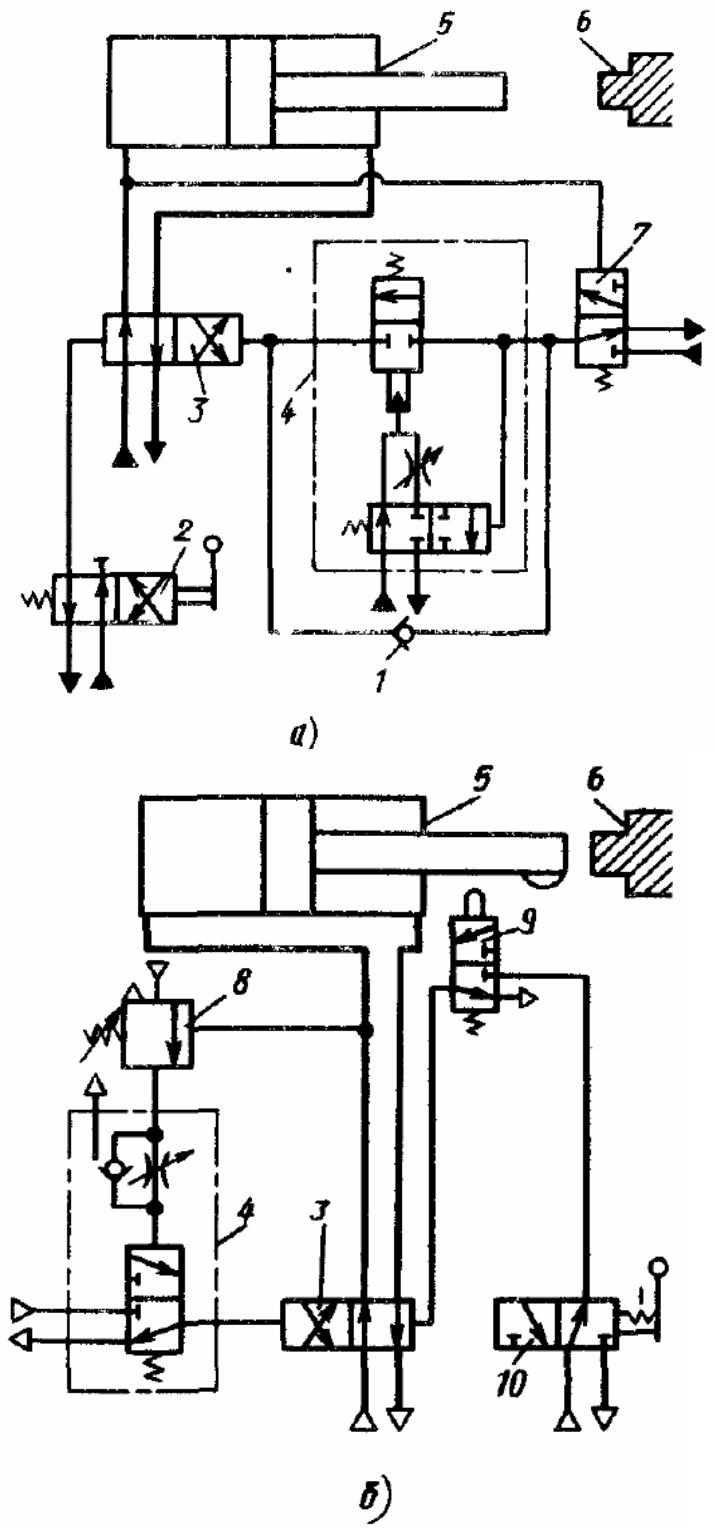


Рисунок 17.1 – Схемы приводов с автоматическим управлением по циклу «прямой ход – выдержка на упоре – обратный ход»:
а – гидропривода; *б* – пневмопривода

17.3 Порядок выполнения работы

17.3.1. Изучить краткие теоретические сведения. Выполнить задание, выданное преподавателем.

17.3.2. Составить отчет о работе.

Практическое занятие № 18
АВТОМАТИЧЕСКИЙ ГИДРОПРИВОД ПЕРИОДИЧЕСКОГО ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ ТИПА «БЫСТРЫЙ ПОДВОД – РАБОЧИЙ ХОД – БЫСТРЫЙ ОТВОД – ОСТАНОВКА»

18.1 Цель работы

Выработка навыков чтения принципиальных схем объемных гидроприводов и описания их принципа работы.

18.2 Краткие теоретические сведения

Распространенный цикл работы гидроприводов станков – «быстрый подвод инструмента – рабочий ход – быстрый отвод – остановка», поэтому в станкостроении применяются комбинированные аппараты, представляющие собой сочетание путевого распределителя, регулятора потока и обратного клапана [1]. На быстрый подвод инструмента привод включается при подаче электрического сигнала в гидрораспределитель *2* с электромагнитным управлением (рис. 18.1). Переключение на рабочий ход выполняется воздействием кулачка *4* на путевой гидрораспределитель комбинированного аппарата *1*. При этом рабочая жидкость из штоковой полости гидроцилиндра *3* направляется в регулятор потока, настроенный на заданную скорость движения выходного звена. Электрический сигнал на реверс к гидрораспределителю *2* поступает от микропереключателя *5*. Отвод инструмента выполняется быстро, так как поток жидкости поступает в штоковую полость гидроцилиндра *3*, минуя регулятор, через обратный клапан.

Конструкция гидро- и пневмоприводов с цикловым управлением существенно упрощается при использовании малогабаритных электрических путевых переключателей (рис. 18.2). Конечные электрические переключатели *5* и *7* подают сигналы к двухступенчатому (двухкаскадному) гидрораспределителю *1* с электромагнитным управлением. Гидрораспределитель *2 с* электрическим управлением получает сигнал от промежуточного электрического переключателя *6* и управляет клапаном последовательности *3*. Регулируемый дроссель *4* настраивается на заданную рабочую скорость движения выходного звена гидроцилиндра *8*. Электрогидравлическая система управления приводом обеспечивает цикл «быстрый подвод – рабочий ход – быстрый отвод – остановка». Следует отметить, что гидромеханическая часть привода упрощается при усложнении электрической части.

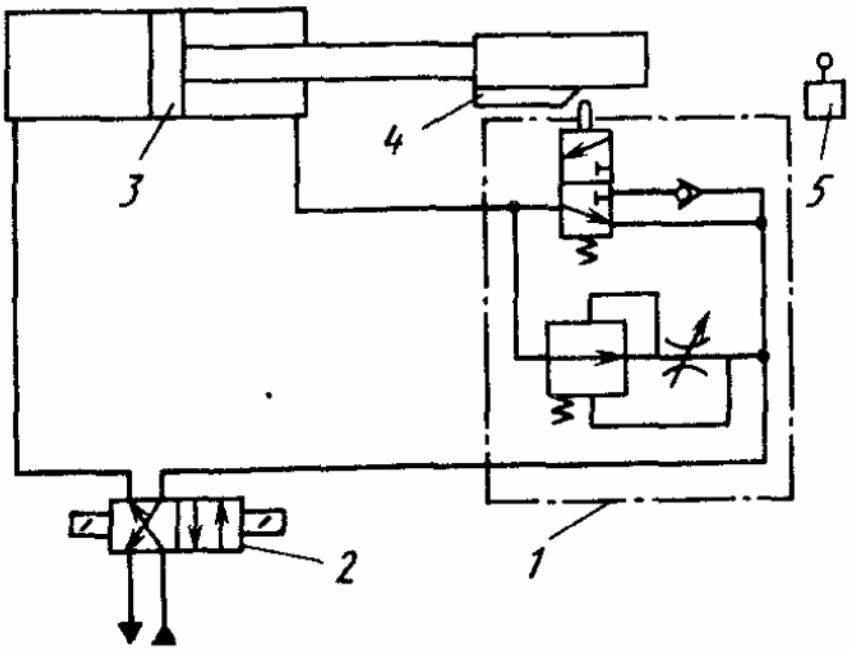


Рисунок18.1 – Схема гидропривода с устройством для автоматического управления по циклу «быстрый подвод – рабочий ход – быстрый отвод – остановка»

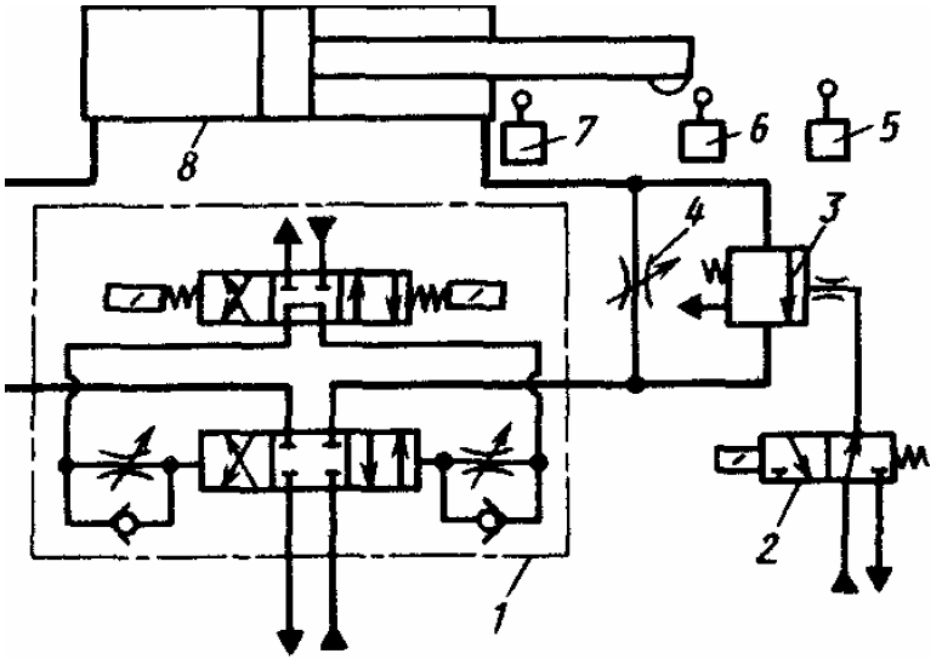


Рисунок 18.2 – Схема гидропривода с электрогидравлическим цикловым управлением

18.3 Порядок выполнения работы

18.3.1. Изучить краткие теоретические сведения. Выполнить задание, выданное преподавателем.

18.3.2. Составить отчет о работе.

Практическое занятие № 19
ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

19.1 Цель работы

Выработка навыков чтения принципиальных схем пневмогидравлических систем управления.

19.2 Краткие теоретические сведения

Пневмогидравлические системы управления сочетают в себе преимущества пневмопривода – простоту, быстродействие, надежность и высокие эксплуатационные свойства гидравлических систем. Источником энергии для перемещения поршня в пневмогидросистемах является сжатый воздух, а регулирование скорости перемещения обеспечивается с помощью гидравлических устройств.

На рисунке 19.1 показана схема управления цилиндром с регулированием скорости в одном направлении [3]. В качестве привода использован сдвоенный; пневмогидравлический цилиндр 3. При включении, крана 4 поршень сдвоенного цилиндра 3 перемещается вправо. При этом масло перетекает через регулируемый дроссель с обратным клапаном 5 из одной полости цилиндра в другую, обеспечивая плавное перемещение поршня. Для пополнения утечек масла из системы устанавливается подпиточный бачок 1, соединенный с линией через обратный клапан 2.

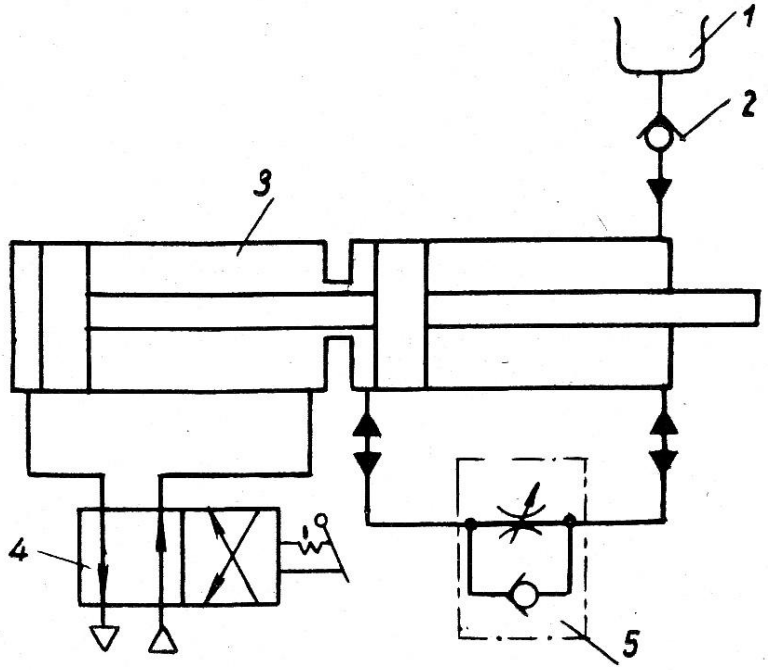


Рисунок 19.1 – Схема управления цилиндром с регулированием скорости в одном направлении перемещения поршня

Схема, показанная на рисунке 19.2, позволяет избежать установки сдвоенного цилиндра и тем самым сократить габаритные размеры исполнительного механизма. При переключении распределителя 1 воздух поступает в левый сосуд 2 и, передавая усилие на масло, заставляет перемещаться поршень вправо При этом масло из штоковой полости вытесняется через дроссель с обратным клапаном в правый сосуд. Регулирование скорости перемещение поршня осуществляется настройкой дросселей 3(1) и 3(2)

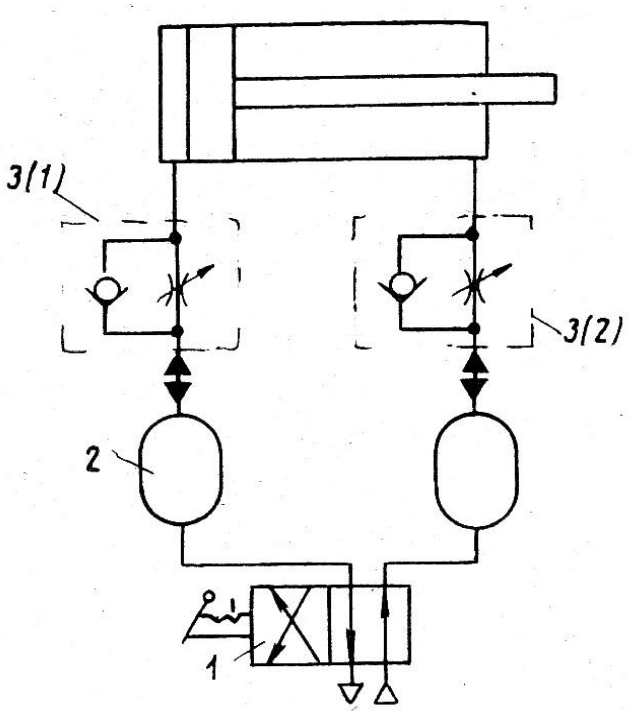


Рисунок 19.2 – Схема управления цилиндром с регулированием скорости в обоих направлениях перемещения поршня

По схеме, изображенной на рисунке 19.3, осуществляется полуавтоматическое управление работой цилиндра с регулированием скорости рабочего хода. При кратковременном включении кнопки воздух сбрасывается из левой полости управления распределителя 5, который переключается и подает воздух в резервуар 3. Давление воздуха вытесняет масло в бесштоковую полость цилиндра. Поршень цилиндра перемещается вправо и при завершении хода кулачок на штоке цилиндра включает конечый выключатель 4. Последний сбрасывает воздух из правой полости управления распределителя 5, который переключается и подает давление воздуха штоковую полость цилиндра. Масло из бесштоковой полости вытесняется в резервуар через регулируемый дроссель с обратным клапаном 2, а воздух, вытесняемый из резервуара 3, сбрасывается через распределитель 5 в атмосферу.

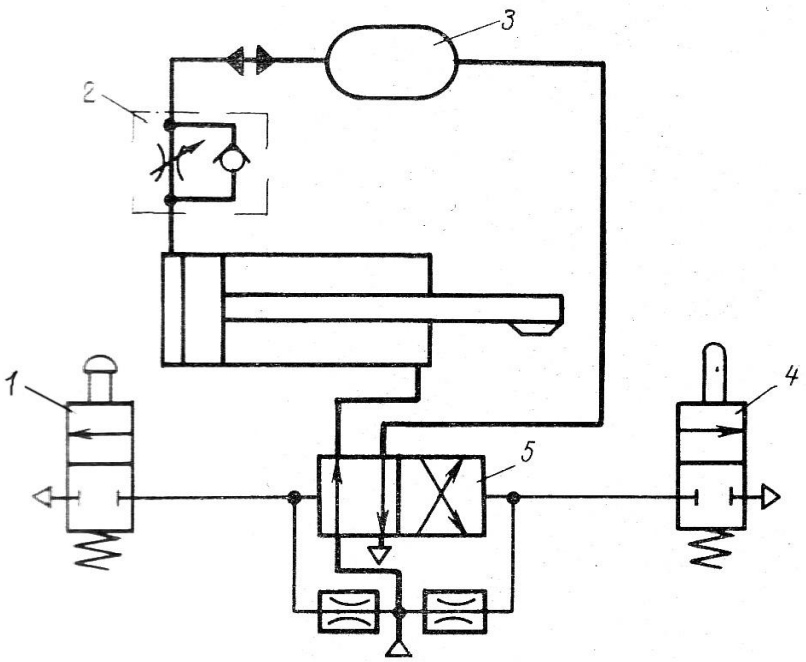


Рисунок 19.3 – Схема полуавтоматического управления цилиндром с регулированием скорости рабочего хода

На рисунке 19.4 показана схема пневмогидравлического привода возвратно-поступательного движения.

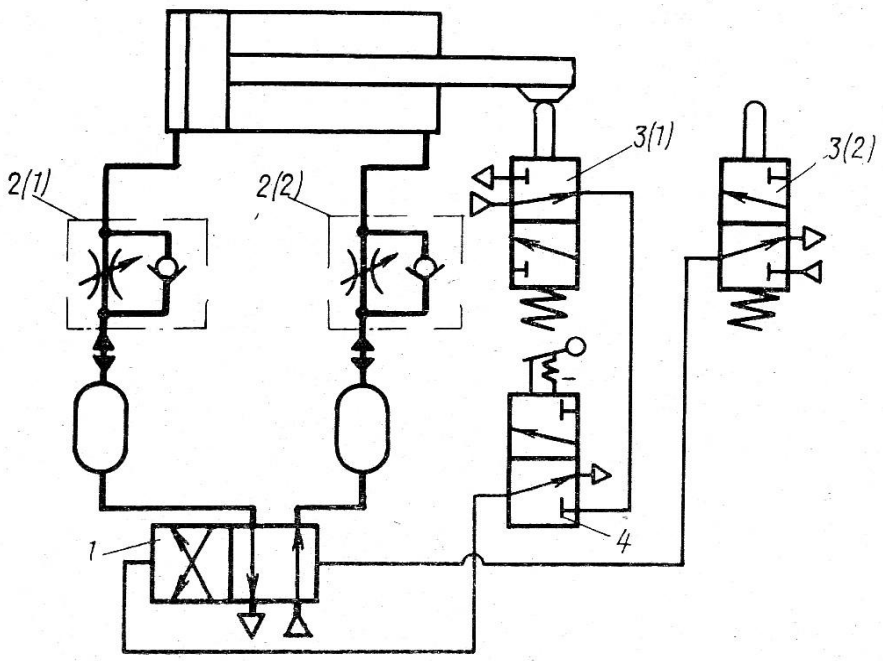


Рисунок 19.4 – Схема автоматического управления цилиндром с регулированием скорости

Автоматическая работа системы осуществляется с помощью, конечных выключателей 3(1) и 3(2) при включенном тумблере 4. Регулирование скорости перемещения поршня осуществляется дросселями с обратным клапаном 2(1) и 2(2).

На рисунке 19.5 изображена схема, обеспечивающая смещение штока вперед и назад при различных положениях. Пройдя через редукционный клапан, сжатый воздух при давлении, определяемом настройкой клапана, заполняет резервуар 3 и полость над поверхностью масла в резервуаре 4. Масло под давлением поступает в бесштоковую полость цилиндра через дроссель 5, если конечный выключатель 6 не включен, или минуя дроссель при включенном конечном выключателе. Включение конечного выключателя 6 производится кулачком. При включении электромагнита распределителя 1 сжатый воздух поступает в штоковую полость цилиндра. Шток вернется в исходное положение, так как редукционный клапан 2(1) настроен на большее давление, чем клапан 2(2). Редукционный клапан 2(2) должен иметь сброс в атмосферу.

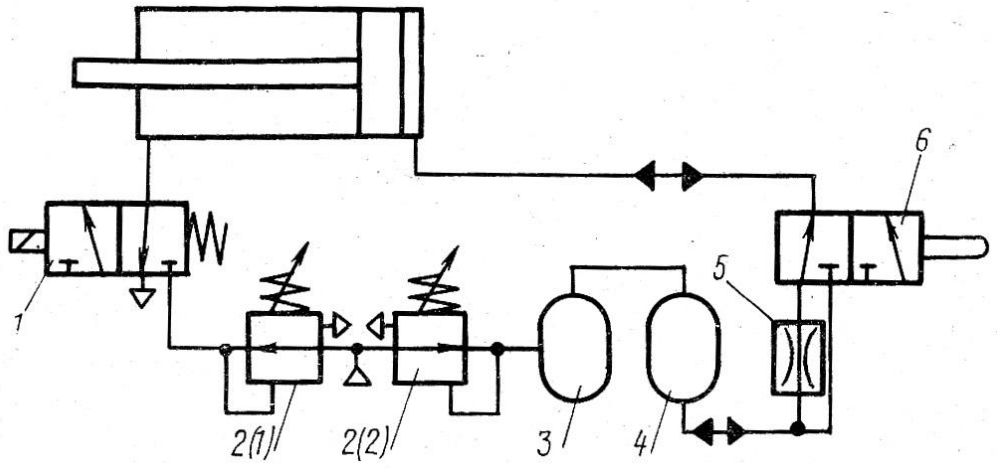


Рисунок 19.5 – Электропневмогидравлическая схема управления цилиндром, обеспечивающая движение штока при различных давлениях

Для получения больших зажимных усилий ни штоке применяются схемы с пневмогидравлическими усилителями (рисунок 19.6).

При переключении крана 1 сжатый воздух поступает в полость усилителя 2, масло из гидравлической полости которого вытесняется в бесштоковую полость цилиндра 3. Кран 1, переключенный в исходное положение, подает сжатый воздух в бесштоковую полость усилителя 4, поршень перемещается вправо и вытесняет масло из гидроусилителя в штоковую полость гидроцилиндра 3. Коэффициент усиления равен отношению площадей поршней усилителя.

В тех случаях, когда значительное усилие требуется только в конце хода поршня цилиндра, можно использовать схему, показанную на рисунке 19.7, которая позволяет уменьшить габаритные размеры усилителя.

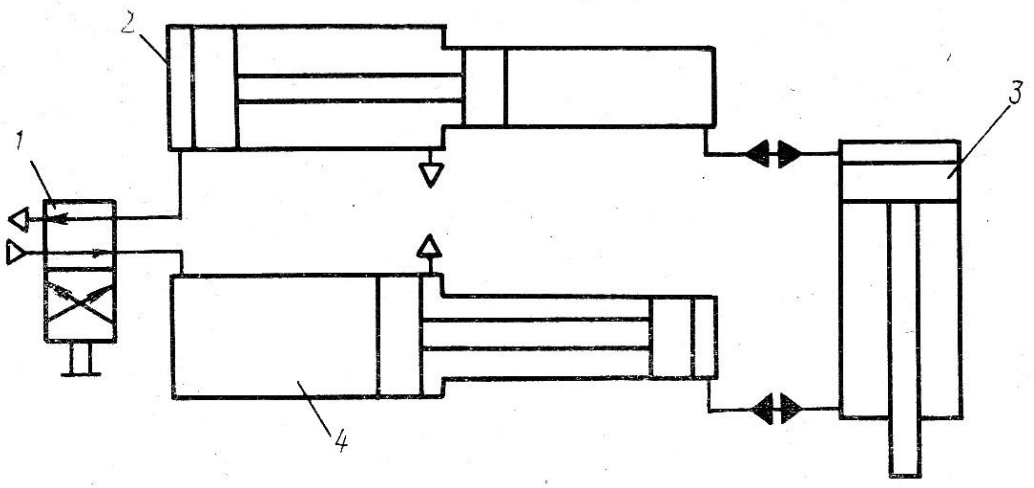


Рисунок 19.6 – Схема ручного управления цилиндром с пневмогидравлическими усилителями

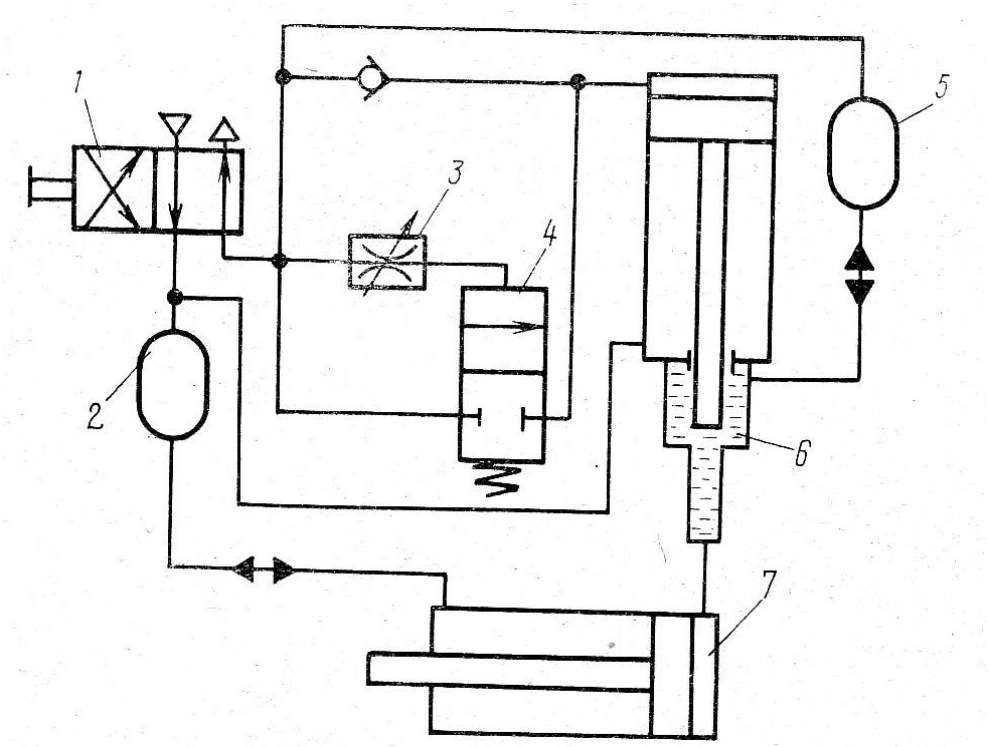


Рисунок 19.7 – Схема ручного управления цилиндром с пневмогидравлическим усилителем

При включении крана 1 воздух поступает в сосуд 5, вытесняет из него масло через усилитель 6 в бесштоковую полость цилиндра 7, перемещая его шток. Через промежуток времени, определяемый настройкой дросселя 3, переключается двухлинейный распределитель 4, и воздух поступает в усилитель 6. Поршень усилителя, двигаясь вниз, отсекает масло из резервуара 5 и подает его в цилиндр 7 под давлением, превышающим давление воздуха. При переключении крана 1 в исходное положение воздух подается в сосуд 2 я в штоковую полость усилителя 6, возвращая его поршень и поршень цилиндра 7 в исходное положение.

Схема, изображенная на рисунке 19.8, позволяет получить несколько различных скоростей перемещения поршня цилиндра с помощью гидравлического тормозного устройства. Выбор скорости осуществляется включением конечных выключателей 4(1), 4(2) или 4(3), которые соответственно соединены с полостями управления гидравлических перепускных клапанов 3(1), 3(2) и 3(3). Клапан 3(4) служит для обеспечения быстрого хода цилиндра на выбранном участке пути, который определяется включением и выключением кулачкового конечного выключателя 1. Конечные выключатели 4(1), 4(2) и 4(3), имеют пневмовозврат и полости управления их соединены через клапаны ИЛИ так, что при включении одного из распределителей остальные автоматически выключаются. Настройка скоростей осуществляется при помощи дросселей 2(1), 2(2) и 2(3).

Пневмогидравлическая система, обеспечивающая плавную остановку груза, показана на рисунке 19.9. Когда груз опускается вниз, выдвигается поршень сдвоенного пневмогидроцилиндра, и масло выталкивается из штоковой полости гидроцилиндра в бесштоковую через конечный выключатель 1. При перемещении вниз кулачок на штоке, воздействуя на толкатель конечного выключателя 1, перекрывает проходное сечение, дросселируя поток масла до полного перекрытия, что обеспечивает торможение и остановку груза. Интенсивность торможения зависит от угла наклона кулачка.

Для охлаждения масла при дросселировании устанавливается теплообменник 2 с водяным охлаждением. Пополнение утечек масла производится из резервуара 3, где масло находится под давлением, благодаря чему предотвращается всасывание воздуха в гидроцилиндр через прокладку при ходе штока вверх.

На рисунке 19.10 показана схема ручного и автоматического управления возвратно-поступательным движением гидроцилиндра, а также ручного останова поршня в любом промежуточном положении. При включении кнопки 1(4) сигнал проходит через клапан ИЛИ 3(1) в верхнюю полость управления распределителя 4(1) и переключает его. Сжатый воздух от распределителя 4(1) через клапан ИЛИ 3(3) поступает на переключение гидравлического трехпозиционного распределителя 5 с пневмоуправлением. Поршень цилиндра перемещается вправо и кулачок . на штоке нажимает толкатель конечного выключателя 2(2), сигнал от которого идет через клапан ПЛИ 3(6), переключая распределитель 4(2), и через клапан ИЛИ 3(2), возвращая в исходное положение распределитель 4(1). Сжатый воздух от

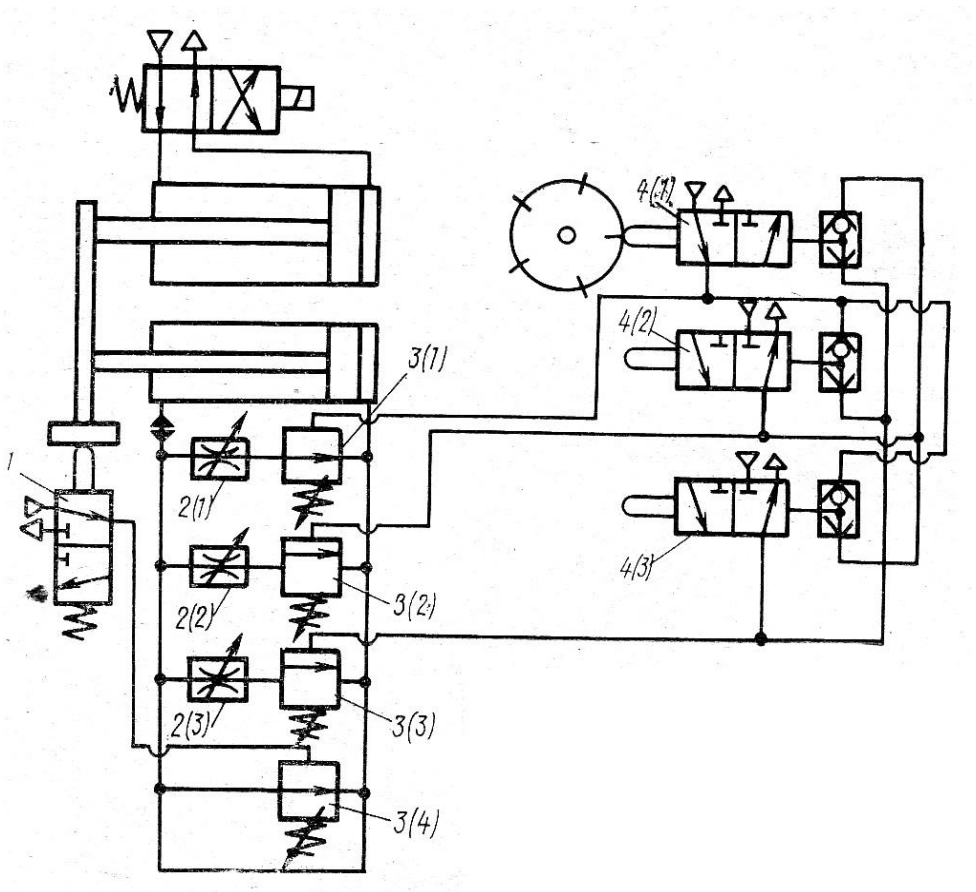


Рисунок 19.8 – Схема управления цилиндром, обеспечивающая различные скорости перемещения поршня

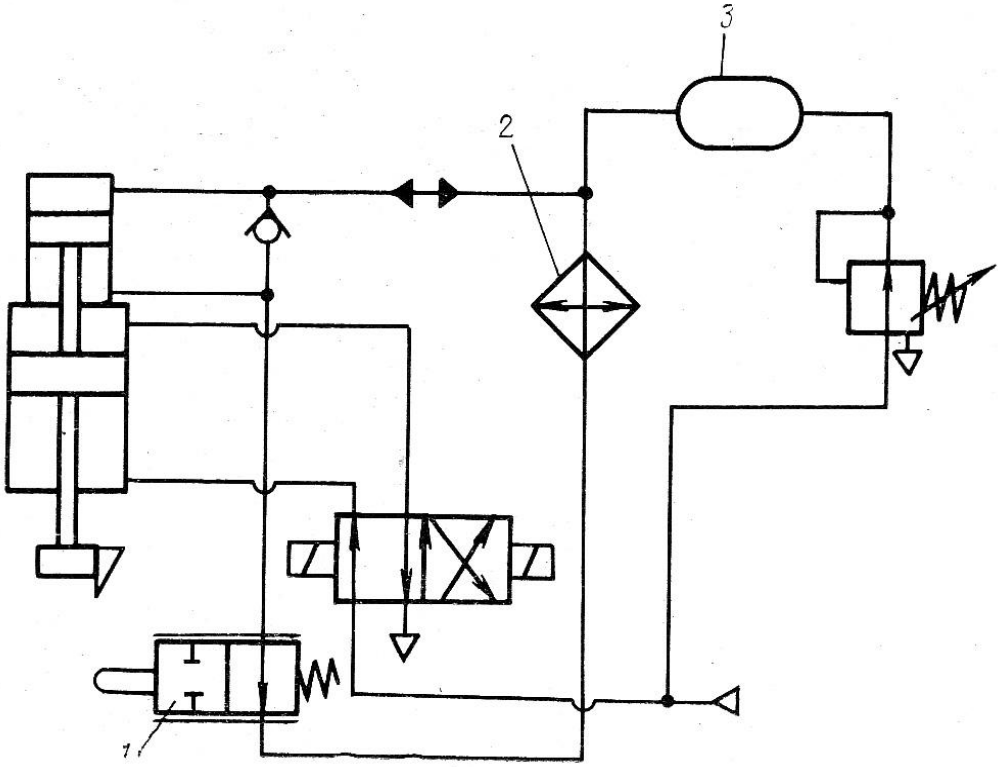


Рисунок 19.9 – Электропневмогидравличсская схема управления сдвоенным пневмогидроцилиндром с плавной остановкой штока

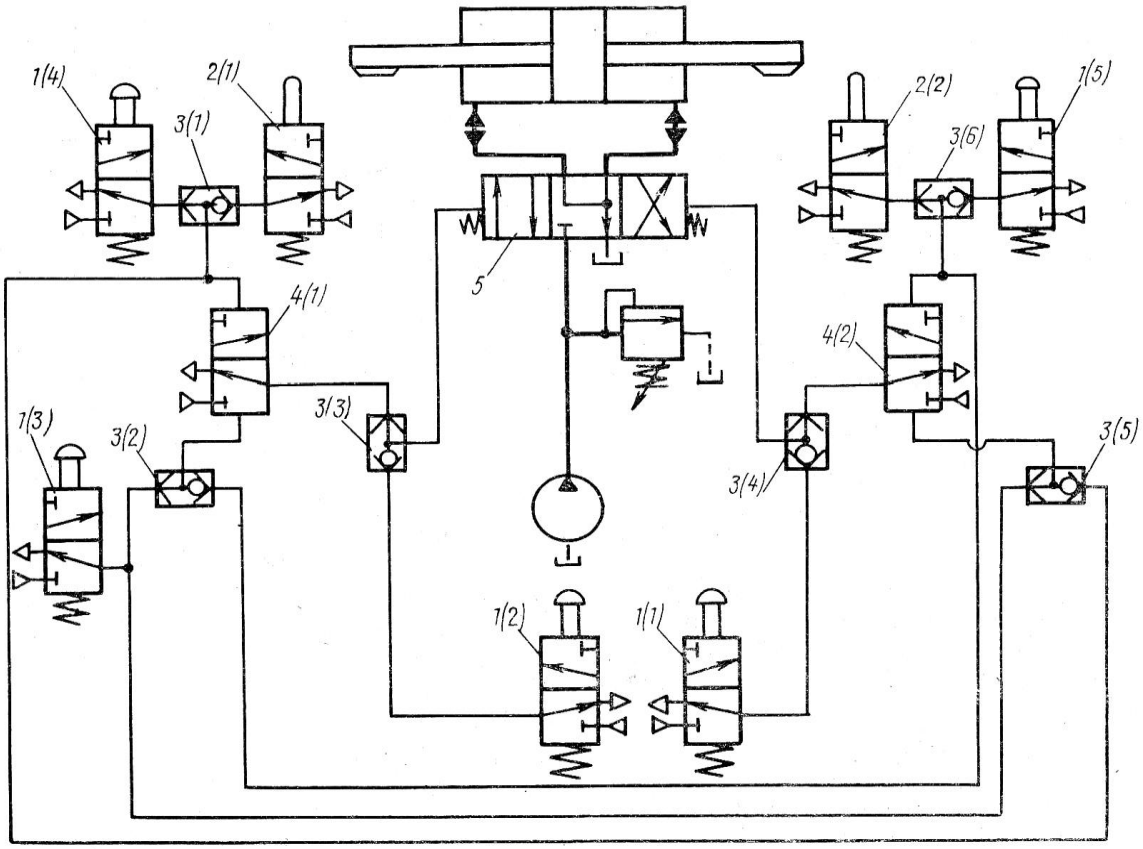


Рисунок 19.10 – Схема ручного и автоматического управления цилиндром, позволяющая остановить поршень в любом промежуточном положении

распределителя 4(2) через клапан ИЛИ 3(4) поступает в правую полость управления распределителя 5. Поршень цилиндра перемещается влево, включается конечный выключатель 2(1), пропуская воздух к верхней полости управления распределителя 4(1). Цикл работы цилиндра повторяется.

Пуск системы может быть также осуществлен включением кнопки /(5). При этом шток цилиндра совершает ход влево. Непосредственное управление гидравлическим распределителем осуществляется кнопками 1(1) и 1(2). При включении кнопки 1(2) поршень перемещается вправо, при включении кнопки 1(1) – влево.

Для останова поршня нужно включить кнопку 1(3). В этом случае сжатый воздух от кнопки 1(3) через клапаны ИЛИ 3(2) и -3(5) подается в нижние полости управления распределителей 4(1) я 4(2) которые, переключаясь, сбрасывают давление из обеих полостей управления гидравлического распределителя. Последний под действием установочных пружин занимает среднее положение и соединяет обе полости цилиндра со сливом. Цилиндр останавливается. На рисунке 19.11 показана схема пневматического управления гидравлическим подъемником.

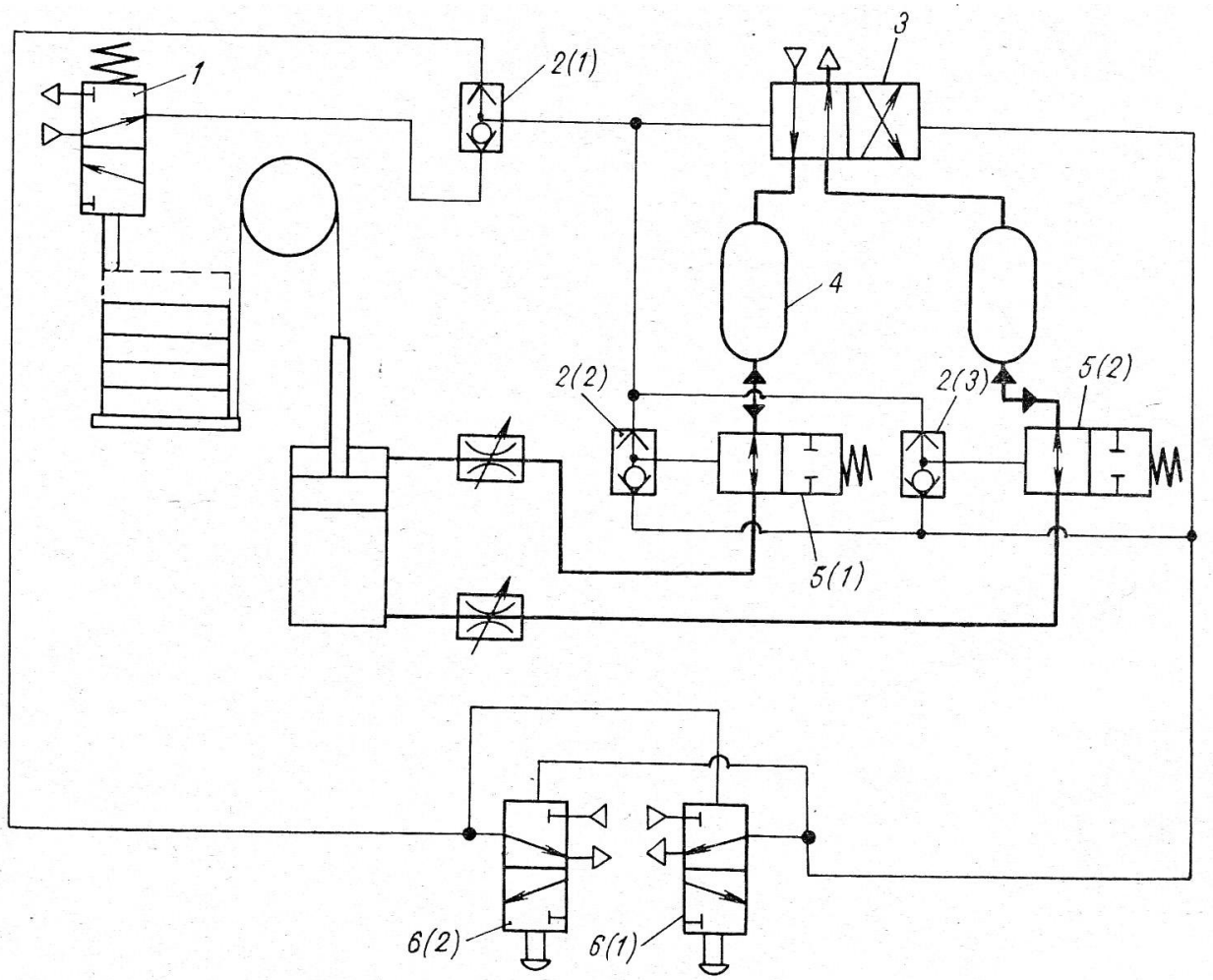


Рисунок 19.11 – Схема пневматического управления гидравлическим подъемником

Когда со стола снимается верхняя заготовка, срабатывает конечный выключатель 1, определяющий крайнее верхнее положение заготовки, подавая сигнал через клапан ИЛИ 2(1) на переключение распределителя 3, управляющего подачей давления в масляные резервуары 4, и через клапаны ИЛИ 2(2) и 2(3) на включение распределителей 5(1) и 5(2). Масло из резервуара 4 вытесняется в гидроцилиндр, и подъемник перемещается вверх, пока следующая заготовка не включит конечный выключатель 1, который соединит с атмосферой левые полости управления распределителей 5(1) и 5(2). Последние переключатся и запрут систему. Кнопки 6(1) и 6(2) включены в схему для осуществления управления подъемником вне зависимости от конечного выключателя 1.

На рисунке 19.12 показана схема, позволяющая осуществить остановку поршня цилиндра в любом положении. При переключении трехпозйциойного переключателя 1 воздух через клапан ИЛИ 3 подается в полости управления двухлинейных распределителей 5(1) и

5(2), которые открывают доступ маслу, вытекающему под действием воздуха из сосуда 2 или 4 в цилиндр. Установка распределительного элемент переключателя 1 в среднее положение ведет к переключению распределителей 5(1) и 5(2) в исходное положение и запиранию масла в полостях цилиндра.

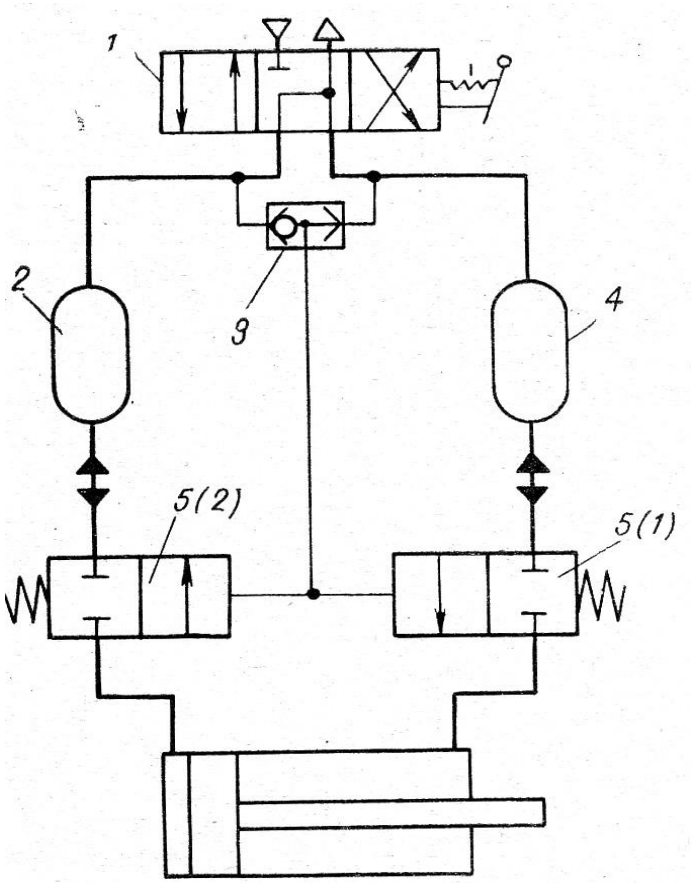


Рисунок 19.12 – Схема ручного управления, позволяющая остановить поршень цилиндра в любом промежуточном положении

На рисунке 19.13 изображена пневмоэлектрогидравлическая схема управления многопозиционным цилиндром. При различном сочетании включенных распределителей из цилиндра вытесняются определенные объемы масла, и шток цилиндра занимает соответствующую позицию. Управляющие цилиндры 3, 4, 5 и 6 отрегулированы с помощью регулировочных муфт 7 на заданную величину хода. При подаче давления в бесштоковую полость управляющих цилиндров шток многопозиционного цилиндра перемещается на заданную величину. Например, при включении электромагнитов распределителей 1(1), 2(1) и 1(5) происходит перемещение штока исполнительного цилиндра на величину хода, определяемую объемом масла, вытесненного из цилиндра 6. Для перемещения штока исполнительного

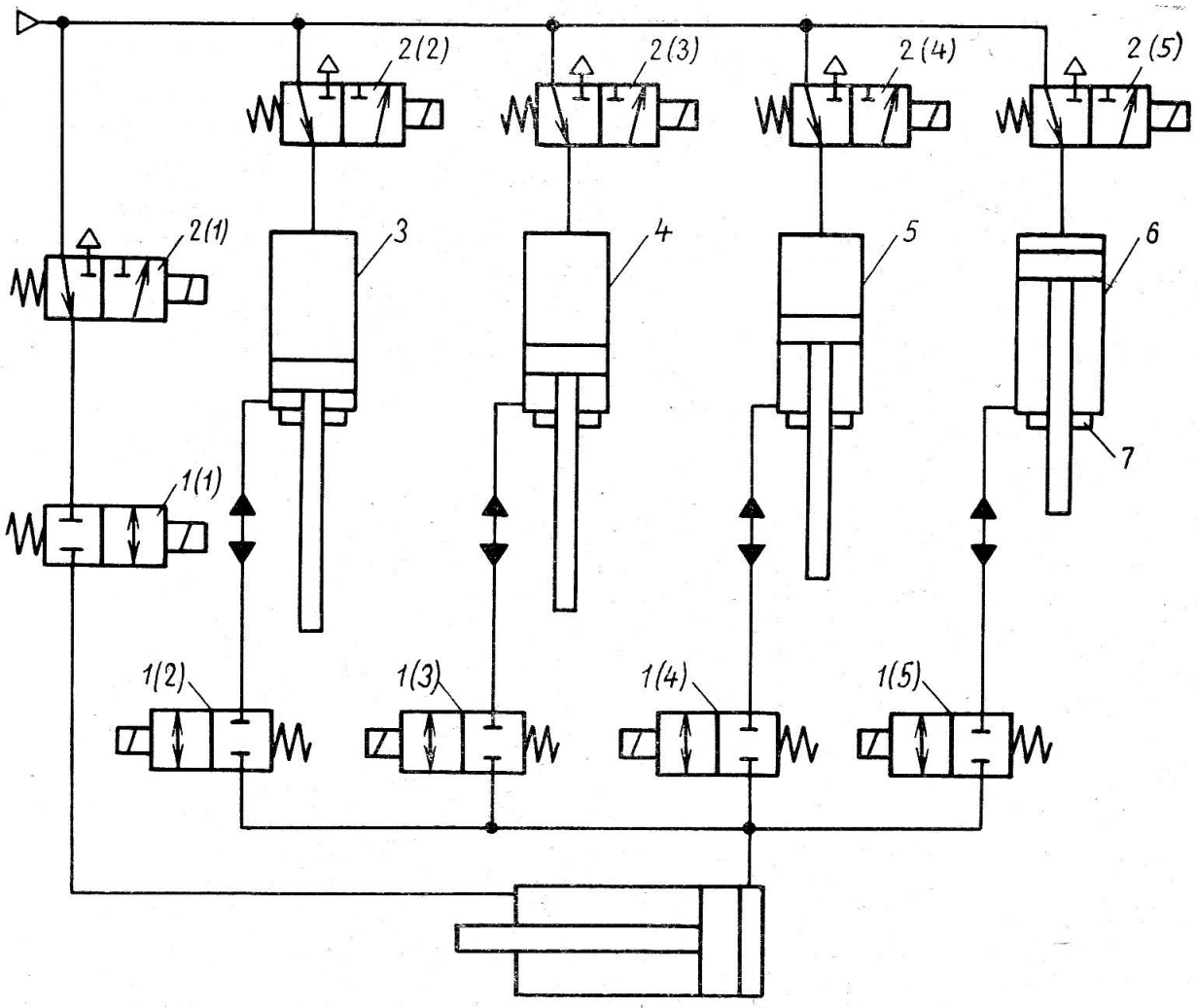


Рисунок 19.13 – Пневмоэлектрогидравлическая схема управления многопозиционным цилиндром

цилиндра из крайнего выдвинутого положения в исходное включаются электромагниты всех распределителей, кроме электромагнита распределителя 2(1). В этом случае сжатый воздух из магистрали через распределители 2(1) и 1(1) поступает в штоковую полость исполнительного цилиндра. Масло из бесштоковой полости вытесняется через распределители 1(2), 1(3), 1(4) и 1(5) в управляющие цилиндры. Воздух из бесштоковых полостей управляющих цилиндров сбрасывается в атмосферу через распределители 2(2), 2(3), 2(4) и 2(5).

19.3 Порядок выполнения работы

19.3.1. Изучить краткие теоретические сведения. Выполнить задание, выданное преподавателем.

19.3.2. Составить отчет о работе.

Практическое занятие № 20
ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКАЯ СХЕМА УПРАВЛЕНИЯ ТОКАРНЫМ СТАНКОМ

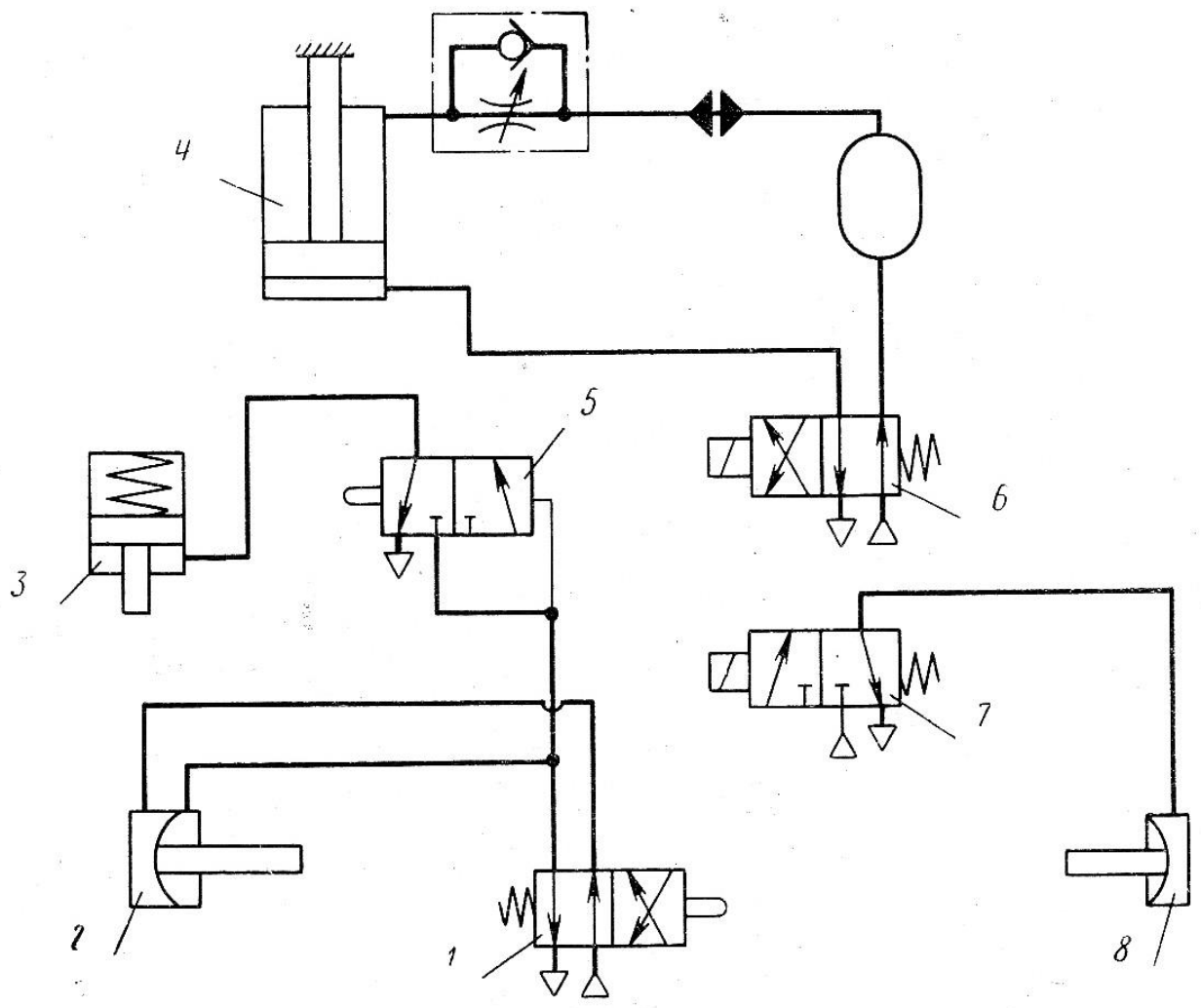
20.1 Цель работы

Выработка навыков чтения принципиальных схем управления станком.

20.2 Краткие теоретические сведения

Станок, показанный на рисунке 20.1 [3], предназначен для обработки гильзы веломотора. Зажим заготовки производится пневмокамерой 2. Пневмоцилиндр 3 фиксирует шпиндель, пневмогидроцилиндр 4 осуществляет поперечную подачу суппорта, а пневмокамера 8 включает муфту продольной подачи суппорта. После установки заготовки посредством электрокнопки «Пуск» включается электродвигатель быстрых перемещений. В начале быстрого подвода суппорт воздействует на толкатель распределителя 1 с путевым управлением, от которого сжатый воздух проходит в камеру 2 закрепления заготовки и в полость управления конечного выключателя 5. Конечный выключатель переключается и освобождает тормоз шпинделя. С тормозом связан электрический конечный выключатель, который подает команду на включение главного электродвигателя В конце быстрого подвода суппорта через конечный выключатель отключается двигатель быстрых перемещений и включается электромагнит распределителя 7. Штоком цилиндра 8 включается муфта продольной подачи суппорта. По окончании обтачивания включается электромагнит четырехлинейного распределителя 6. Сжатый воздух от него поступает в бесштоковую полость цилиндра 4, шток которого жестко связан с неподвижной частью станка. Производится подрезание фланца в направлении от центра к периферии заготовки. В конце хода включается двигатель быстрых перемещений для отвода продольного суппорта и обесточиваются электромагниты распределителей 6 и 7, которые усилием пружины переключаются в исходное положение. Цилиндры 4 и 8 возвращаются в исходное положение. При возвращении суппорта усилием пружины распределитель 1 переключается в исходное положение, шпиндель тормозится и заготовка открепляется.

Применение электрических элементов автоматики вызвано необходимостью управления электродвигателями. Поэтому целесообразно использовать распределители 6 и 7 с электроуправлением.



Исполнительные механизмы	Такты				
	1	2	3	4	5
Цилиндр поз 2					
Цилиндр поз 3					
Цилиндр поз 4					
Цилиндр поз 8					

Рисунок 20.1 – Схема управления и циклограмма работы токарного станка

20.3 Порядок выполнения работы

20.3.1. Изучить краткие теоретические сведения. Выполнить задание, выданное преподавателем.

20.3.2. Составить отчет о работе.

Практическое занятие № 21
ИЗУЧЕНИЕ ТИПОВЫХ СХЕМ ГИРОПРЕССОВЫХ УСТАНОВОК

21.1 Цель работы

Выработка навыков чтения типовых схем гидропрессовых установок.

21.2 Краткие теоретические сведения

21.2.1 Типовые схемы прессов

В простейшем случае (рис. 21.1, *а)* распределитель *4* с тремя позициями позволяет направить поданное насосом *2* масло в бак, по направлению к поршневой полости S_1 или к кольцевом полости поршня S_2 цилиндра *5.* Скорость обратного хода поршня значительно больше рабочей скорости. Скорости рабочего и холостого ходов постоянны и одинаковы. Подача масла, вытекающего из полости S_1 во время обратного хода, больше номинальной подачи насоса. Это необходимо учитывать при определении размеров различных гидроаппаратов и сечения трубопроводов.

Максимальное давление в системе обеспечивается регулировкой предохранительного клапана *3*.

Систему применяют в прессах малого номинального усилия (до 10 тс) или при небольшой величине холостого хода.

Если необходимо сохранить рабочее усилие без движения поршня со штоком, все поданное насосом масло должно возвращаться в резервуар, проходя через предохранительный клапан *3*. В это время работа, выполняемая двигателем *1*, превращается в теплоту, которая способствует изменению характеристики масла. Например, в установках с электродвигателем мощностью 1 л.с., в которых предохранительный клапан действует в течение 1 мин, поток теплоты в состоянии повысить температуру 1 л масла на 23° С. В результате резко изменится вязкость масла и может нарушиться работа гидросистемы.

Насос постоянной подачи можно использовать для осуществления быстрого холостого хода. Для этого цилиндр 5 снабжается ускорительным плунжером (рис. 21.1, б). Так как полость S_3 меньше полости S_1 скорость холостого хода выше скорости рабочего хода при одинаковой подаче масла.

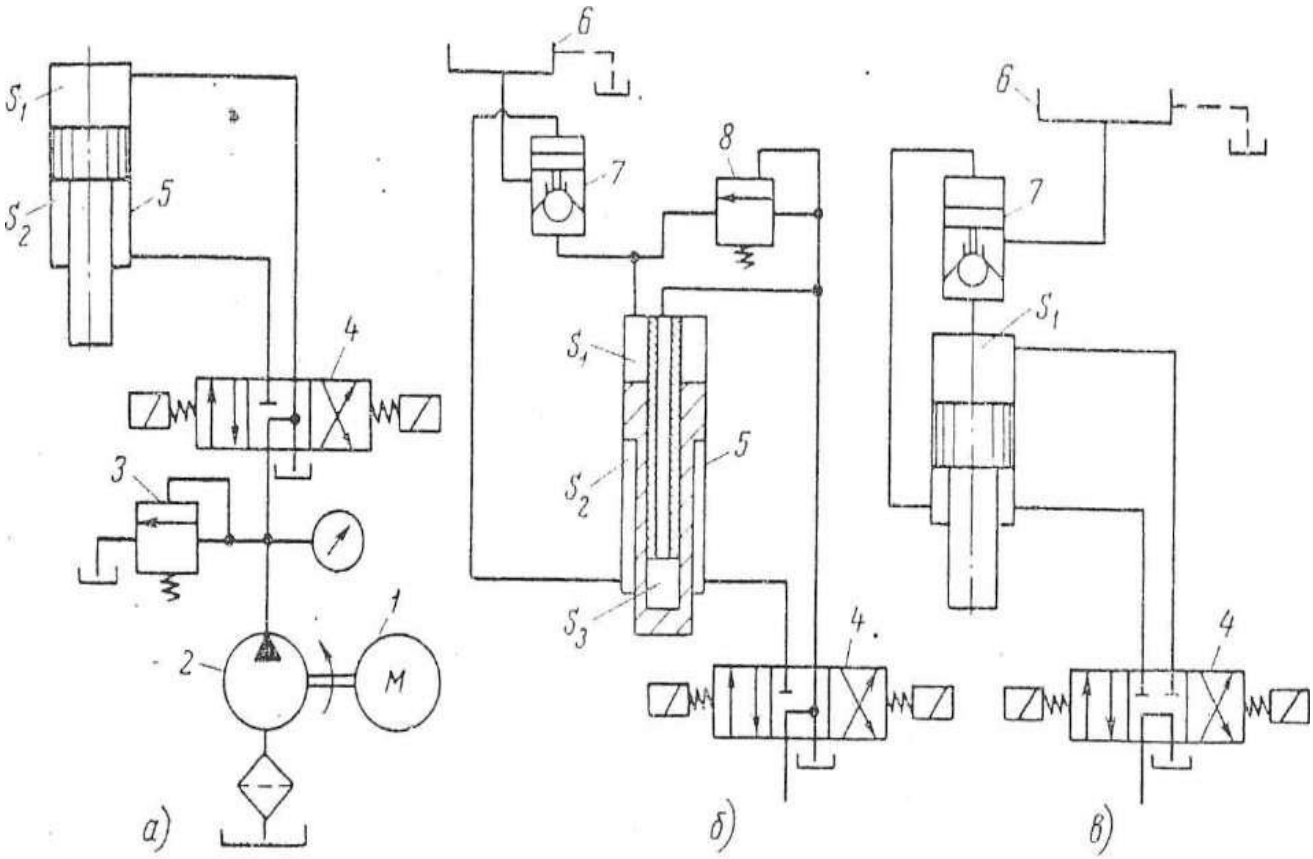


Рисунок 21.1 – Гидросхемы прессов:
а – без ускоренного холостого хода; *б* – с ускоренным холостым ходом с помощью ускорительного плунжера; *в* – с ускоренным холостым ходом благодаря силе тяжести подвижных частей

Во время холостого хода насос подает масло в полость S_3, а полость S_1 заполняется маслом через наполнительный клапан *7* из бака *6* самотеком. При повышении давления в полости S_3 открывается последовательный клапан *8* и масло, подаваемое насосом, направляется одновременно в полости S_1 и S_3. Осуществляется рабочий ход.

Во время обратного хода масло из полости S_3 возвращается в насосный бак через распределитель *4*; масло из полости возвращается в бак *6* через наполнительный клапан 7, который открывается под давлением в полости S_2. Так как в бак *6* подается масла больше, чем он вмещает, его соединяют линией слива с насосным баком.

Часто ускорительный плунжер заменяют двумя боковыми цилиндрами поршневого типа.

В ряде вертикальных прессов массу подвижных частей используют для получения требуемой скорости холостого хода. В этом случае применяют цилиндр поршневого типа (рис. 21.1, *в)*. Когда рас-

пределитель *4* находится в позиции питания полости S_1, подвижные части опускаются под действием силы тяжести. Цилиндр наполняется всасыванием через наполнительный клапан *7* из бака *6*. При контакте инструмента с изделием насос, непрерывно подающий масло, закрывает наполнительный клапан *7*, и осуществляется рабочий ход. Такая система применяется в вертикальных прессах, у которых значительная масса подвижных частей и подвижные детали не испытывают чрезмерного трения.

21.2.2 Типовые схемы прессов

Во время холостого хода необходимо обеспечить хорошее заполнение цилиндра. Наполнительный клапан рассчитывают на скорость течения масла не выше 1,5 м/с. Для этого наполнительный клапан часто крепят непосредственно к цилиндру пресса и располагают внутри бака наполнения. Иногда масло в баке находится под давлением воздуха или азота (p = 2 – 4 кгс/см^2).

Масса подвижных частей некоторых прессов позволяет достичь скорости большей, чем скорость, соответствующая подаче масла в полость S_1 цилиндра.

Во многих случаях нежелательно, чтобы подвижные части, быстро опускаясь, ударяли по изделию. Кроме того, быстрое опускание подвижных частей пресса может вызвать подсос воздуха в цилиндр.

Подпорный клапан *3* (рис. 21.2, *а*) установлен на давление, равное весу подвижных частей, деленному на площадь полости S_2. Во время опускания поршня цилиндра *4* масло из полости S_2 может вытекать тогда, когда давление в полости S_2 больше установленного подпорным клапаном *3*. В результате вес подвижных частей не оказывает влияния на скорость холостого хода. Во время обратного хода масло от насоса свободно течет к полости S_2, поднимая обратный клапан *2*. Иногда этот клапан встраивают в подпорный клапан *3*. Изменения скорости поршня не оказывают влияния на уравновешивание. Напротив, при малейшем изменении веса подвижных частей требуются изменения установки подпорного клапана *3*.

Когда распределитель *1* находится в среднем положении, клапан *3*, препятствуя течению масла из полости S_2, удерживает подвижные части в верхнем положении. Следовательно, можно использовать распределитель *1* с открытым центром в среднем положении.

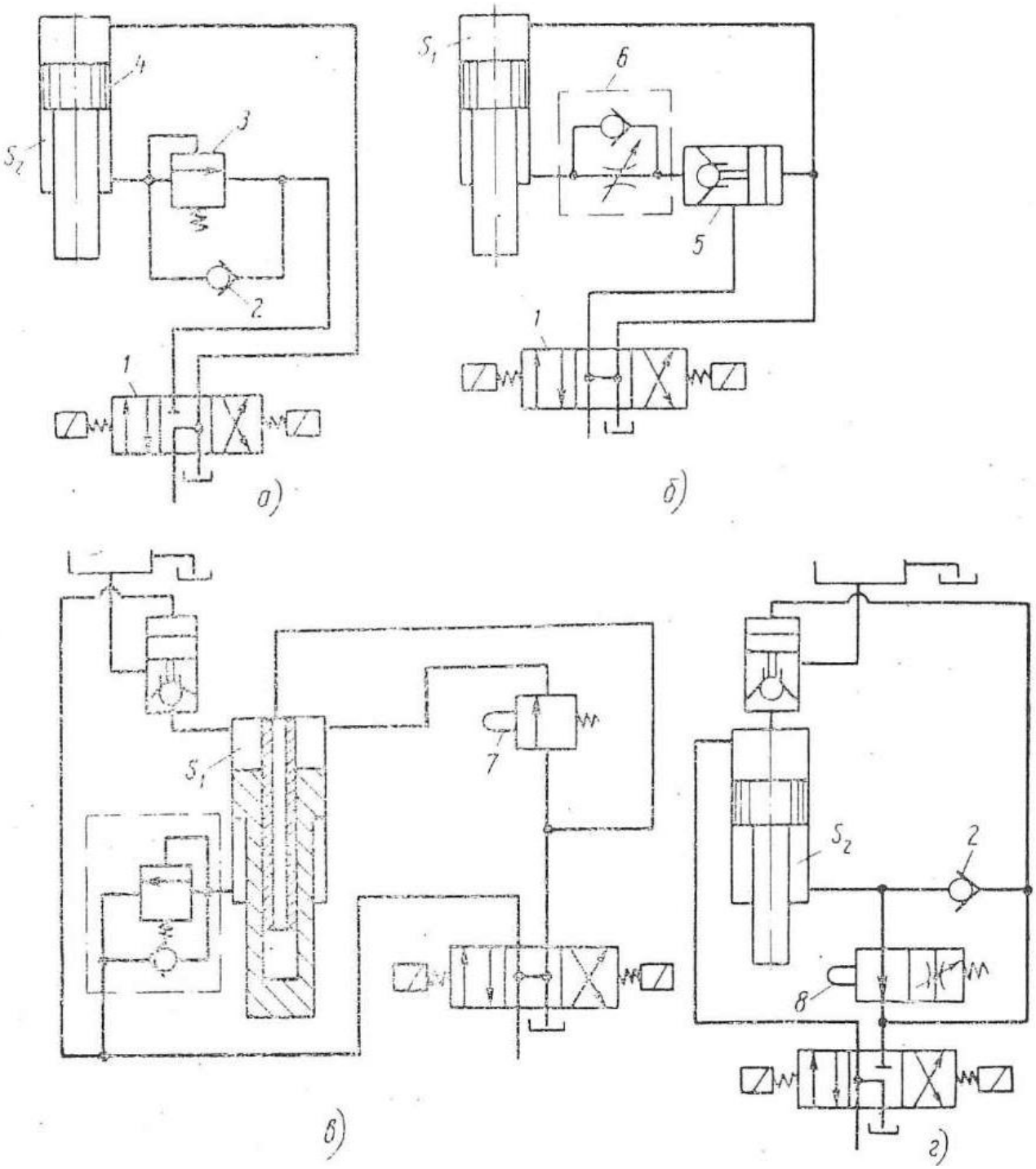


Рисунок 21.2 – Гидросхемы прессов:
а – с удерживанием подвижных частей на весу подпорным клапаном; *б* – с регулированием опускания подвижных частей тормозным клапаном; *в* – обеспечивающие соприкосновение штампа с изделием уменьшенной скорости; *г* – обеспечивающие соприкосновение штампа с изделием при уменьшенной скорости с использованием тормозного клапана

Если давление в кольцевой полости поршня выше 10 кгс/см^2, то уплотнение золотника распределителя недостаточно для сохранения поршня пресса в верхнем положении при остановке. Согласно схеме, приведенной на рис. 21.2, *б*, гидрозамок *5* создает уплотнение большее, чем золотник распределителя. Для хода вниз гидрозамок *5* открывается давлением в трубопроводе к полости S_1. Ввиду значительной массы подвижных частей необходимо применять тормозной клапан *6*. Если этим пренебречь, гидрозамок *5* будет подвергаться гидроударам. В такой схеме возможно применение распределителя *1* с открытым центром.

Кинетическая энергия подвижных частей, перемещающихся со скоростью холостого хода, может передаваться в виде вредных ударов по заготовке и штампу во время их соприкосновения. Во избежание таких ударов необходимо уменьшать скорость холостого хода до этого момента.

В схеме, показанной на рис. 21.2, *в,* клапан *7*, регулирующий последовательность движений, управляется кулачком, укрепленным на подвижной поперечине. На некотором расстоянии от точки соприкосновения инструмента с заготовкой кулачок действует на клапан *7*, который включает питание полости S_1 от насоса. Это соответствует рабочей скорости, устанавливаемой до контакта с изделием.

Принимая за основу элементы схемы, показанной на рис. 21.2, *в,* получаем систему по рис. 21.2, г. На некотором расстоянии от точки соприкосновения штампа с заготовкой кулачок действует на тормозной клапан *8*, который дросселирует масло, вытекающее из полости S_2. При помощи клапана *8* достигается рабочая скорость до соприкосновения инструмента с заготовкой. Во время обратного хода масло, подаваемое насосом, свободно течет к полости S_2, поднимая обратный клапан *2*. В этом случае положение клапана *8* не имеет значения. Согласно форме распределительного кулачка и золотника в клапане *8* достигается переход от скорости холостого хода к скорости рабочего хода.

В схемах, показанных на рис. 21.2, *в* и *г*, для управления устройствами, определяющими переход от скорости холостого хода к рабочей скорости, использован кулачок. Этими устройствами можно управлять также вручную, электрически или гидравлически.

21.2.3 Гидросхемы с выдержкой изделий

В прессах, формующих и вулканизирующих каучук, формующих пластмассы, а также в прессах для производства фанеры

и др. часто требуется сохранить рабочее усилие, когда плунжер не движется. Время выдержки колеблется от 5 до 30 мин. Использовать насос (рис. 21.1, *а),* непрерывно подающий масло, в это время невыгодно. Для сохранения усилия достаточно малой подачи масла, так как плунжер не движется. Излишек масла, подаваемого насосом, возвращается в бак, поднимая предохранительный клапан, и потребляемая мощность сохраняется максимальной.

Для улучшения к.п.д. системы и избежания нагрева масла между точкой *В* и полостью S_1 устанавливают односторонний гидрозамок *3* (рис. 21.3, *а).* По достижении требуемого давления в полости S_1 золотник распределителя *1* переводится в среднее положение. Насос перекачивает масло в бак без нагрева и гидрозамок *3* сохраняет давление в полости S_1 цилиндра *2.*

Во время обратного хода масло вытесняется из полости $S_{1:}$, так как гидрозамок *3* открыт вследствие давления в полости S_2. Очевидно, давление в полости S_1 не сохранится, если гидрозамок *3* и полости цилиндра *2* будут недостаточно уплотнены.

Использование маслогазового аккумулятора *4* (рис. 21.3, *б)* позволяет компенсировать малые изменения объема рабочей жидкости в цилиндре *2* без заметного падения давления в полости S_1. При достижении в полости требуемого давления золотник распределителя *1* переводят в среднее положение. Аккумулятор *4* вмещает небольшой объем масла, который восполняется после расходования. Выбирают аккумулятор такого объема, чтобы его зарядка обеспечивала два установленных давления масла. Когда распределитель *1* находится в положении, соответствующем обратному ходу пресса, аккумулятор медленно разряжается через дроссельный клапан *5.* Это устраняет удары, которые могли возникнуть при мгновенной разгрузке аккумулятора *4* в трубопроводе, соединяющем полость S_1 с распределителем.

На рис. 21.3, *в* изображена схема с аккумулятором для сохранения усилия сжатия. Во время остановки пресса, когда распределитель *1* находится в среднем положении, масло, подаваемое насосом *6,* наполняет аккумулятор *8.* При достижении давления, установленного клапаном *10,* последний направляет масло, подаваемое насосом, в бак при небольшом сопротивлении сливной линии. Обратный клапан 7 препятствует разрядке аккумулятора. Во время рабочего процесса давление в полости S_1 падает, воздействуя на клапан *10.* Масло, подаваемое насосом, снова заполняет аккумулятор,

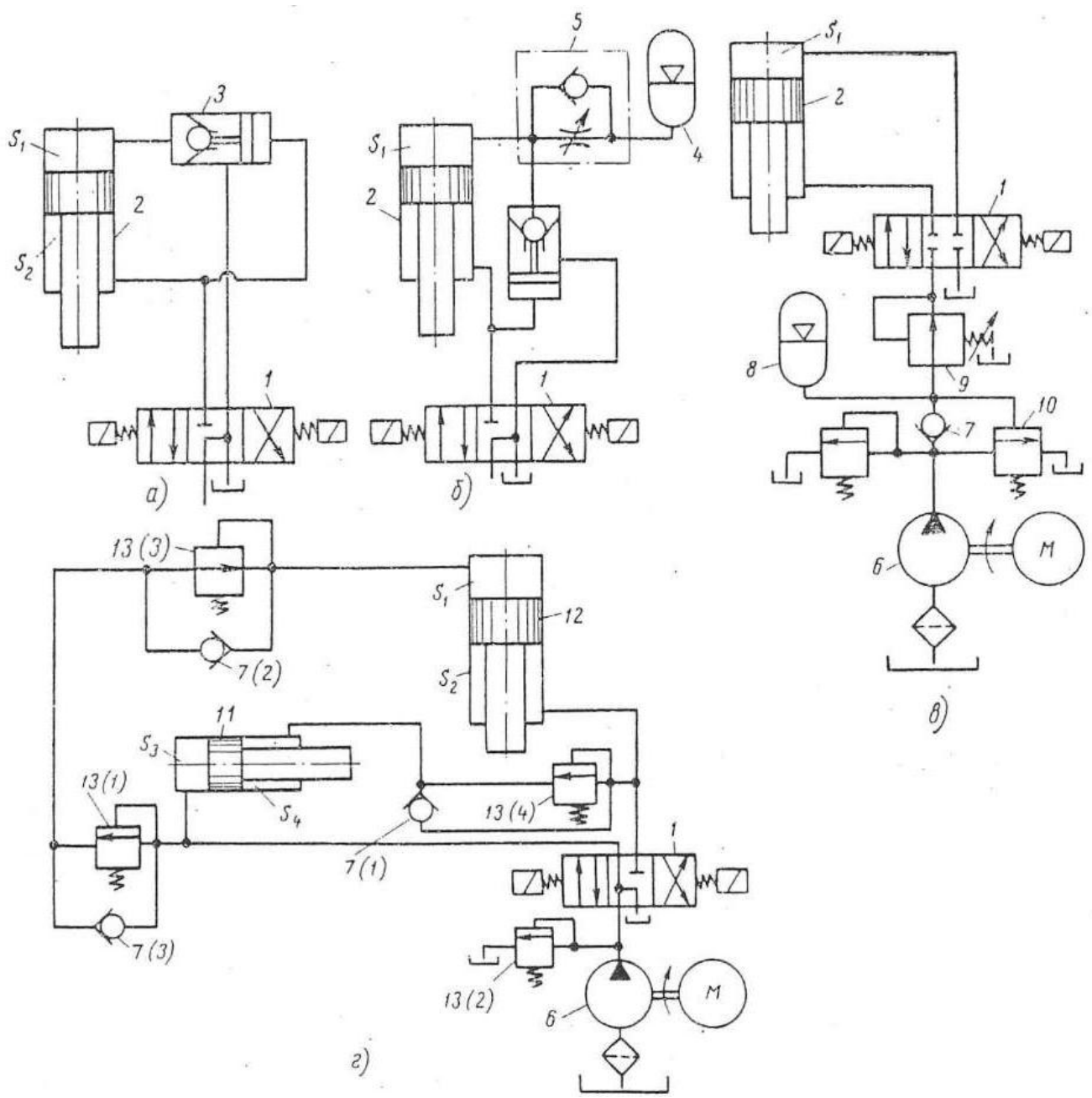


Рисунок 21.3 – Гидросхемы прессов, обеспечивающие выдержку изделий под давлением:

а – с управляемым обратным клапаном; *б* – с маслогазовым аккумулятором малого рабочего объема; *в* – с аккумулятором, обеспечивающим и другие функции; *г* – с использованием специального цилиндра зажима

пока не будет достигнуто давление, на которое настроен клапан *10*. Вследствие этого давление в полости S_1 не сохраняется постоянным. Если время остановки пресса значительно, аккумулятор *8* служит для аккумулирования энергии. Это дает возможность достичь мгновенных гидравлических мощностей, значительно превышающих мощность

электродвигателя. Редукционный клапан *9* позволяет регулировать давление, под которым аккумулятор *8* снабжает маслом цилиндр *2*.

Распределитель *1* должен иметь закрытый центр в среднем положении, чтобы не было потери масла во время перехода золотника из рабочего положения в положение обратного хода.

Разгрузочный клапан *10* может быть заменен клапаном, управляемым электроконтактным манометром.

При работе по схеме, показанной на рис. 21.3, *г*, поршень цилиндра *11* осуществляет нажим, который должен сохраниться во время работы цилиндра *12*. Когда распределитель *1* находится в положении рабочего хода, масло от насоса течет в полость S_3. Давление, на которое настроен предохранительный клапан *13*(*1*), определяет усилие нажима. Выше этого давления клапан *13 (1)* позволяет одновременную подачу масла в полости S_3 и S_1. Из полости S_4 масло вытекает через обратный клапан *7(1)*.

Максимальное давление в системе определяется предохранительным клапаном *13 (2)*, а максимальное рабочее давление – установкой клапана *13(3)*.

Обратный клапан *7(2)* дает возможность отвести в бак масло, находящееся в полости S_1 при обратном ходе, когда насос *6* питает линию полости S_2 цилиндра *12*. Когда поршень цилиндра *12* доходит от своего крайнего положения, давление в полости S_2 поднимается, открывается клапан *13(4)* и насос питает одновременно полости S_2 и S_4.

Выпуск масла из полости S_1 происходит через обратные клапаны *7(2)* и *7(3)*. Остановка поршня цилиндра *12* достигается приведением распределителя *1* в среднее положение. Иногда клапаны *7(1)*, *7(2)*, *7(3)* встраивают в клапаны *13(4)*, *13*(3), *13(1)*.

21.2.4 Гидросхемы с изменением скорости рабочего хода

В гидропрессовых установках часто применяют насосы постоянной подачи для получения переменной скорости рабочего хода. На рис. 21.4, *а* изображена наиболее простая схема изменения скорости поршня. Масло, подаваемое насосом *1*, проходит дроссель *3*, перед ним создается давление масла, под действием которого открывается предохранительный клапан *2* и часть подаваемого масла вытекает в бак. Чем меньше проходное сечение дросселя *3*, тем больше масла проходит через предохранительный клапан *2*. При изменении давления в полости S_1 насос все равно подает масло в бак под максимальным давлением, на которое настроен клапан *2*. Непроизводительно

расходуемая энергия превращается в теплоту и масло нагревается. Из полости S_1 во время обратного хода масло свободно течет ко входу распределителя, поднимая обратный клапан *4*.

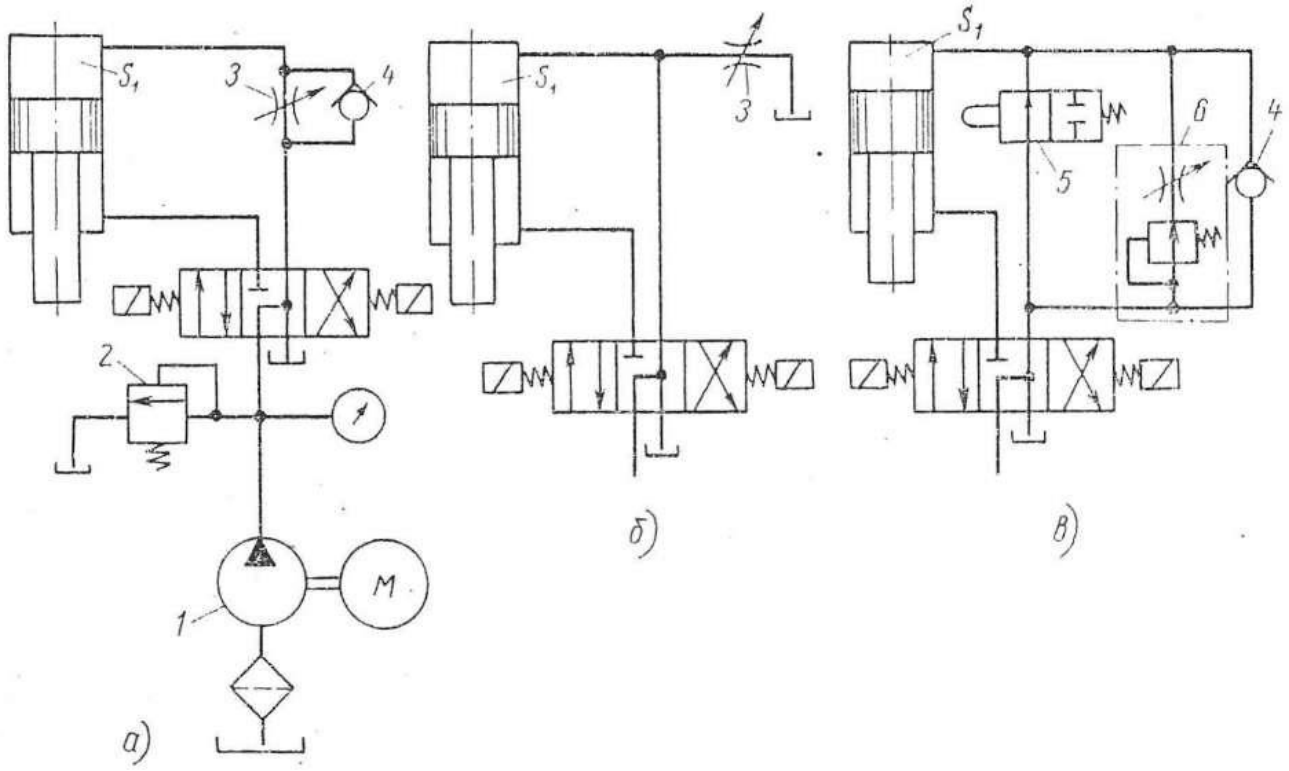


Рисунок 21.4 – Гидросхемы, обеспечивающие изменение скорости рабочего хода:
а – с предохранительным клапаном; *б* – с дросселем;
в – с регулятором потока на части хода

На рис. 21.4, *б* приведена схема изменения рабочей скорости поршня.

Основная часть масла, подаваемого от насоса, идет в полость S_1. Требуемая скорость поршня определяется изменением сечения дросселя *3*, через который часть масла возвращается в бак. Изменением проходного сечения дросселя *3* увеличивают или уменьшают непроизводительный расход масла, что влияет на скорость поршня. В этом случае к.п.д. выше, чем в предыдущем, так как излишек масла возвращается в бак под рабочим давлением, а не под максимальным, на которое настроен предохранительный клапан.

В рассмотренном примере (рис. 21.4, *б*) изменение давления в полости S_1 вызывает изменение расхода через дроссель и нежелательное изменение скорости поршня. Чтобы этого избежать, перед дросселем устанавливают редукционный клапан.

Для обеспечения уменьшенной скорости лишь в одной части хода применяют схему, показанную на рис. 21.4, *в*. Пока распределитель *5* находится в изображенной позиции, насос питает полость S_1 цилиндра. После установленного хода кулачок, связанный с подвижными частями, действует на распределитель *5* и он закрывается. Масло от насоса течет к полости S_1 через регулятор потока *6*, определяющий скорость поршня. Во время обратного хода масло из полости S_1 возвращается в бак через обратный клапан *4*. В установках увеличенной мощности для изменения скорости можно использовать несколько насосов одинакового давления. В зависимости от числа включенных насосов достигаются различные скорости подвижных частей. Одним насосом можно питать разное число плунжеров. Таким способом достигается изменение скорости траверсы.

21.2.5 Гидросхемы питания прессов

В гидропрессовых установках, обычно работающих с большими давлениями рабочей жидкости, накапливается значительная энергия к концу рабочего хода. Эта энергия освобождается при переключении распределителя на обратный ход пресса и может оказать разрушительное действие на трубопроводы и другие агрегаты. Во избежание разрушительного действия необходимо, чтобы обратный ход происходил только после безударной разгрузки накопленной энергии.

На рис. 21.5 показана одна из схем понижения давления перед обратным ходом. Когда распределитель *2* находится в рабочем положении, давление в полости S_1 действует на клапан *1*, последний соединяет линии *C* и *D* как только давление в S_1 превышает установленное. Если же распределитель *2* находится в положении обратного хода, линия *D* соединена с баком. Насос подает в бак масло при низком давлении. Масло из цилиндра разгружается через дроссельный клапан *3*.

При понижении давления ниже величины, на которую настроен клапан *1*, последний закрывается, поэтому насос уже не соединен с резервуаром и подает масло в цилиндр через линию AS_2. Масло, находящееся в полости S_1, возвращается в резервуар через гидрозамок *4*, который открыт благодаря давлению в полости S_2.

Действие системы не зависит от оператора; распределитель *2* может переключаться быстро и без ударов.

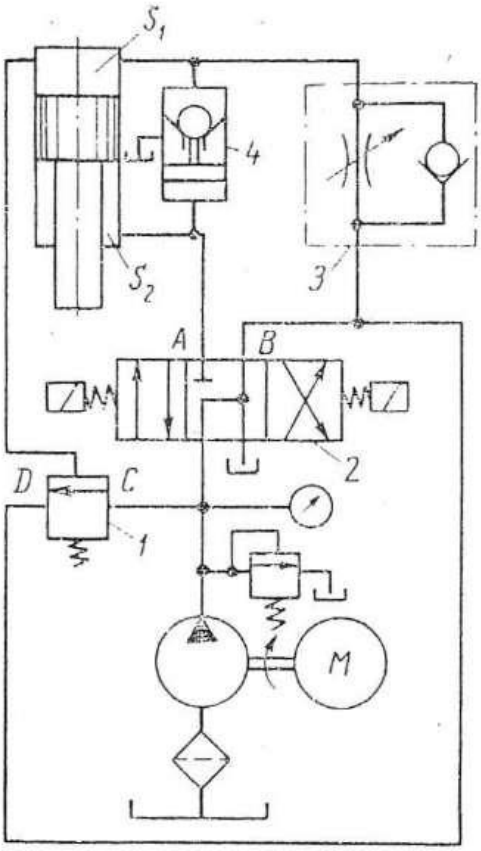


Рисунок 5 – Гидросхема для понижения давления перед обратным ходом

По сравнению с насосами постоянной подачи насосы переменной подачи имеют следующие преимущества: простое управление скоростью перемещения подвижных частей, изменение скорости без нагрева масла, высокий к.п.д. в случае автоматического изменения подачи с изменением давления в системе. Последнее особенно важно, когда сжимающее усилие должно сохраняться определенное время.

При холостом ходе поршня пресса (рис. 21.6, *а)* давление масла в системе низкое. Максимальная подача насоса позволяет выполнять быстрые холостые ходы. Во время рабочего хода пресса подача насоса *1* уменьшается с увеличением сопротивления заготовки. При максимальном давлении подача насоса становится равной нулю. Чтобы сохранить сжимающее усилие и избежать непроизводительного расхода энергии, необходима подача масла, достаточная для компенсации утечек. Редукционный клапан *3* регулирует максимальное давление в полости S_1. Предохранительный клапан *2* служит для защиты системы от перегрузки. В системе практически отсутствует нагрев масла.

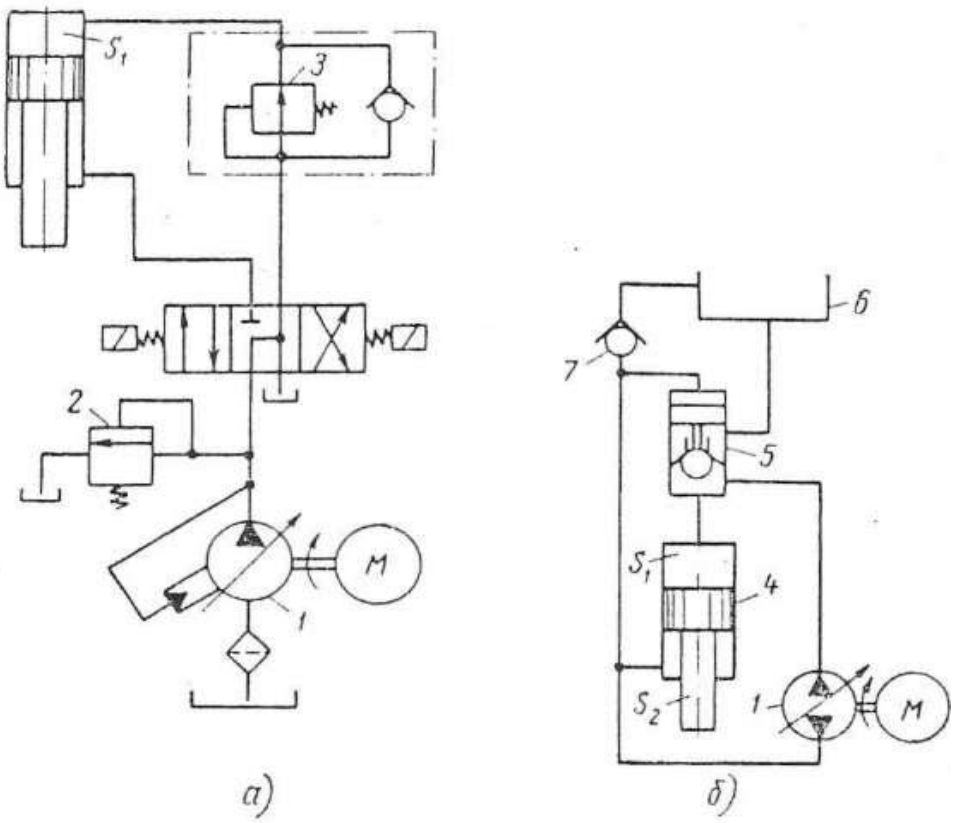


Рисунок 21.6 – Гидросхемы с питанием пресса от насоса с переменной подачей:
а – с автоматическим регулированием; *б* – с реверсом

На рисунке 21.6, *б* приведена схема, в которой использован реверсивный насос переменной подачи. В схеме применена полузакрытая система циркуляции масла. Эксцентриситет насоса *1* изменяют вручную или с помощью гидроусилителя. Поршень пресса опускается под действием силы тяжести; масло из полости S_2 нагнетается насосом *1* в полость S_1. Однако его недостаточно для наполнения полости S_1, недостаток компенсируется всасыванием масла поршнем цилиндра *4* через наполнительный клапан *5* из бака *6*. При достижении контакта с изделием давление в полости S_2 понижается. Насос всасывает масло из полости S_2 и из бака *6* через клапан *7*. Происходит рабочий ход. Когда достигнуто необходимое давление, эксцентриситет насоса делают равным нулю и подача масла прекращается. При изменении величины эксцентриситета на обратную насос меняет направление потока масла. Подвижные части поднимаются, часть масла из полости S_1 нагнетается в полость S_2, остаток масла возвращается в бак *6* через наполнительный клапан *5*, открывающийся под действием давления в полости S_2.

Остановка подвижных частей в крайнем верхнем положении достигается при эксцентриситете, равном нулю.

При питании пресса от группы насосов часто соединяют по два насоса: один большой подачи и низкого давления для осуществления холостого хода и малонагруженной части рабочего хода, другой малой подачи и высокого давления для рабочего хода. Насос высокого давления может быть постоянной или переменной подачи.

При работе по схеме, изображенной на рисунке 7, *а,* во время холостого хода подачи насосов *1* и *2* суммируются. С увеличением усилия сопротивления и повышением давления выше установленного клапаном *4* последний направляет масло, подаваемое насосом *1*, в бак. Клапан *3* закрывается и благодаря давлению, создаваемому насосом *2*, клапан *4* поддерживается открытым.

Масло, подаваемое насосом *1*, возвращается в бак под давлением, близким к нулю. При понижении давления в системе ниже величины, установленной клапаном *4,* последний закрывается и масло, подаваемое насосом *1*, присоединяется к маслу, подаваемому насосом *2.* Максимальное давление определяется настройкой клапана *5.*

Подачи и давления насосов *1* и *2* могут быть приняты такими, чтобы потребляемая мощность была постоянной при высоком и низком давлениях. Насос высокого давления *2* может иметь небольшую подачу, достаточную для компенсации потерь в системе. В этом случае он сохраняет усилие без ощутимого нагрева масла. Иногда переход от одной подачи к другой должен происходить вне зависимости от давления, при этом для управления клапаном *4* можно использовать распределитель, управляемый кулачком.

В схеме, приведенной на рисунке 21.7, *б*, насос высокого давления заменен мультипликатором *9.* Если в полости S_3 давление p_3, то в полости S_4 получим давление $p_4 = p_3 \dfrac{S_3}{S_4}$, таким образом в полости S_4 получаем значительное давление. Когда распределитель *6* находится в положении «Ход вниз», масло, подаваемое насосом *2,* идет из линии *B* в полость S_1; при превышении давления, установленного клапаном *8,* масло поступает в полость S_3 и в полости S_1 создается высокое давление при выполнении технологической операции.

В остальной части системы высокое давление не может установиться, так как при этом закроется гидрозамок *7*. При обратном ходе масло от насоса течет из линии *A* в полость S_2, а из полости S_1 возвращается в резервуар через гидрозамок *7*, открываемый под давлением масла в полости S_2. Пружина *R* возвращает мультипликатор в исходное положение. Масло из полости S_3 течет

обратно в бак, открывая обратный клапан *3*. В таких системах легко достигаются давления порядка 1000 кгс/см^2 в полости S_4, если в полости S_3 принято давление 100 кгс/см^2. Следовательно, насос *2* может быть насосом низкого давления со значительной подачей, чтобы быстро осуществить холостой ход, так как рабочее давление создается мультипликатором.

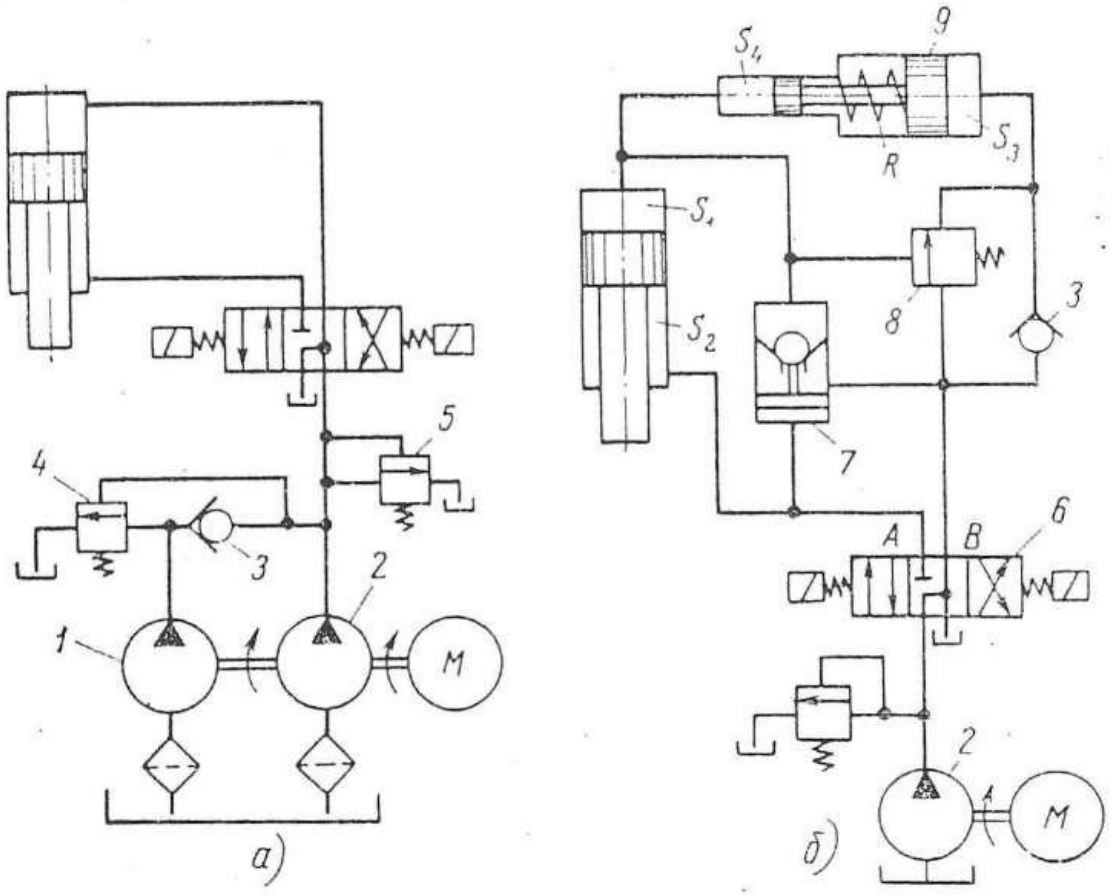


Рисунок 21.7 – Гидросхемы питания пресса:
а – от двух насосов различных характеристик; *б* – с промежуточным мультипликатором

Если насос *2* – переменной автоматической подачи, сжимающее усилие может сохраняться довольно долго без заметного расхода энергии. Применение такой системы нецелесообразно, если для рабочего хода требуется большой объем масла. Чтобы исключить возникновение трудностей, используют несколько мультипликаторов двойного действия.

21.3 Порядок выполнения работы

21.3.1. Изучить краткие теоретические сведения. Выполнить задание, выданное преподавателем.

21.3.2. Составить отчет о работе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Азизов, А.Г. Проектирование гидро- и пневмосистем: учебное пособие / А.Г. Азизов, А.М. Рагимов, М.Г. Азизов. – Баку: АГНА, 2004 г. – 100 с.

2. Фаскиев, Р.С. Проектирование приспособлений: учебное пособие / Р.С.Фаскиев, Е.В.Бондаренко. – Оренбург: ГОУ ОГУ, 2006. – 178 с.

3. Бондаренко, В.Н. Пневматические системы управления технологическими машинами: учебное пособие / В.Н. Бондаренко, Н.А. Архипова. – Белгород: Изд-во БГТУ им. В.Г.Шухова, 2005. – 267 с.

4. Башта, Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.

5. Навроцкий, К.Л. Теория и проектирование гидропневмоприводов / К.Л. Навроцкий. – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.

6. Чупраков, Ю.И. Гидропривода и средства гидроавтоматики / Ю.И. Чупраков. – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.

7. Нагорный, В.С. Устройства автоматики гидро- и пневмосистем / В.С. Нагорный, А.А. Денисов. – М.: Высшая школа, 1991. – 366 с.

8. Петров, Н.В. Прессовое оборудование: лабораторный практикум / Н.В. Петров, В.А. Жердов, С.А. Москвитин. – Орел: ОрелГТУ, 2005. – 74 с. – Режим доступа: http://elib.oreluniver.ru/laboratornyj-praktikum/pressovoe-oborudovanie.html