

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ВОЛЖСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ (ФИЛИАЛ)
ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО
УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ВОЛГОГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Корзин В.В.

АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Электронное учебное пособие



Волжский
2020

УДК 681.56(07)
ББК 32.965я73
К 666

Рецензенты:

доктор тех. наук, профессор кафедры математики, информатики
и естественных наук Волжского филиала

ФГАОУ ВО «Волгоградский государственный университет»

Мирецкий И.Ю.;

канд. тех. наук, доцент кафедры «Автоматизация технологических процессов
и производств» филиала ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский
университет «МЭИ» в г. Волжском

Капля Е.В.

Издается по решению редакционно-издательского совета
Волгоградского государственного технического университета

Корзин, В.В.

Автоматизация производственных процессов в машиностроении
[Электронный ресурс] : учебное пособие / В.В. Корзин ; Министерство
науки и высшего образования Российской Федерации, ВПИ (филиал)
ФГБОУ ВО ВолгГТУ. – Электрон. текстовые дан. – Волжский, 2020. –
1,6 МБ. - Режим доступа: <http://lib.volpi.ru>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-5-9948-3700-9

Учебное пособие содержит сведения о пневматических и гидравлических
системах автоматизации производственных процессов в машиностроении. В учеб-
ном пособии рассмотрены назначение и структура систем автоматизации производ-
ственных процессов, а также достоинства и недостатки пневматических систем ав-
томатизации. Приведены сведения об устройствах пневмогидравлических систем
управления производственными процессами.

В учебном пособии изложен порядок разработки пневмогидравлической сис-
темы управления технологическим оборудованием машиностроительных произ-
водств.

Учебное пособие предназначено для студентов бакалавриата всех форм обу-
чения по направлению 15.03.05 "Конструкторско-технологическое обеспечение ма-
шиностроительных производств".

Ил. 42, табл. 20, библиограф. 55 назв.

ISBN 978-5-9948-3700-9

© Волжский политехнический
институт, 2020

© Волгоградский государственный
технический университет, 2020

© Корзин В.В., 2020

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	5
1. Общие сведения о пневмогидравлических системах автоматизации.....	6
1.1. Назначение гидропневматических систем автоматизации.....	6
1.2. Структура систем автоматизации производственных процессов....	8
1.3. Достоинства и недостатки пневматических систем.....	9
1.4. Основные характеристики рабочих жидкостей гидропривода.....	11
2. Элементы пневмогидравлических систем управления.....	14
2.1. Устройства для производства сжатого воздуха.....	14
2.2. Гидропневмоаппараты.....	18
2.3. Механические логические элементы.....	23
2.4. Исполнительные устройства.....	25
3. Структура пневмогидравлической системы управления технологическим оборудованием.....	28
3.1. Структурная схема системы управления оборудованием.....	28
3.2. Структурная схема гидропривода, пневмопривода.....	29
4. Цикл работы технологического оборудования.....	30
5. Принципиальная схема гидропривода для реализации заданного рабочего цикла.....	33
6. Способы изменения скорости гидро- и пневмодвигателей.....	37
6.1. Изменение скорости двигателя с помощью обратного клапана и дросселя.....	37
6.2. Изменение скорости двигателя с помощью распределителя и дросселя.....	39
6.3. Изменение скорости двигателя с помощью регулятора потока....	40
6.4. Изменение скорости двигателя с помощью нескольких насосов....	41
7. Расчёт гидропривода.....	42
7.1. Расчёт конструктивных параметров гидродвигателей.....	43

7.1.1. Определение перепада давления на гидродвигателе.....	43
7.1.2. Расчёт гидроцилиндра с односторонним штоком.....	44
7.1.3. Расчёт гидроцилиндра с двусторонним штоком.....	46
7.1.4. Расчёт рабочего объёма гидромотора.....	46
7.2. Расчёт расходов в гидроприводе.....	47
7.3. Расчёт количества масла в гидробаке.....	49
8. Выбор гидроаппаратов.....	50
9. Преобразователи сигналов.....	52
9.1. Виды преобразователей.....	52
9.2. Преобразователь линейного перемещения с прерыванием струи..	55
9.3. Преобразователь линейного перемещения «нормальное сопло – заслонка».....	56
9.4. Преобразователь линейного перемещения «кольцевое сопло – заслонка».....	59
10. Логические элементы струйной пневмоавтоматики.....	60
10.1. Струйный логический элемент ИЛИ-НЕ.....	60
10.2. Струйный логический элемент И-НЕ.....	62
10.3. Струйный триггер с отдельными входами (RS-триггер).....	64
11. Система управления технологическим оборудованием.....	66
11.1. Управление гидроприводом.....	66
11.2. Элементный способ реализации системы управления циклом ра- боты пневмопривода $A+$; $A-$	68
11.3. Элементный способ реализации системы управления циклом ра- боты $A+$; $B+$; $B-$; $A-$	72
11.4. Агрегатный способ реализации системы управления циклом рабо- ты $A+$; $B+$; $B++$; $B-$; $A-$	76
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	84
ЛИТЕРАТУРА.....	91

ВВЕДЕНИЕ

Автоматизированные системы управления широко используются в различных областях промышленности, таких как нефтеперерабатывающая, химическая, пищевая, производство строительных материалов, в том числе и в машиностроительной отрасли промышленности. Системы автоматизации в машиностроении имеют значительные отличия от автоматизированных систем управления в химической и других отраслях промышленности. В машиностроительных производственных процессах преобладают периодические производственные процессы, управление технологическими объектами в которых осуществляется посредством исполнительных механизмов дискретного действия, в отличие от химических производств, в которых большую часть составляют непрерывные технологические процессы, и управление которыми осуществляется с помощью аналоговых исполнительных устройств.

Системы управления автоматизированными производственными процессами в машиностроении могут быть как электрическими, в том числе – электронными, так и пневматическими на основе мембранных управляющих устройств (УСЭППА, КЭМП), или с применением струйных систем управления, например, таких как СМСТ-2, «Волга», АИСТ.

В данном учебном пособии рассматриваются пневматические и гидравлические системы автоматизации машиностроительных производств.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ АВТОМАТИЗАЦИИ

1.1. Назначение пневмогидравлических систем автоматизации

В машиностроительных производствах для управления технологическими процессами широко применяются гидравлические и пневматические устройства. Гидравлические устройства применяются, в основном, для перемещения рабочих органов оборудования с большими усилиями или с обеспечением высокой точности позиционирования. Пневматические устройства используются и для перемещения рабочих органов, и для функционирования в качестве систем управления гидро- или пневмоприводом.

Пневмоавтоматика – область технической кибернетики, охватывающая принципы и средства построения элементов, приборов и систем автоматического контроля и управления, использующих в работе различные эффекты газовой динамики. Пневмоавтоматика является одним из основных средств автоматизации производственных процессов.

Пневматические устройства давно играют важную роль в автоматизации машиностроительных производств. Технический прогресс в области создания материалов, способов конструирования и производства способствовал улучшению качества и увеличению разнообразия пневматических устройств, что послужило основой для расширения области их применения как средств автоматизации.

Пневматические устройства в системах автоматики выполняют следующие функции:

- получение информации о состоянии системы с помощью входных элементов (датчиков);
- обработка информации с помощью логико-вычислительных элементов (процессоров);

- управление исполнительными устройствами с помощью распределительных элементов (усилителей мощности);
- совершение полезной работы с помощью исполнительных устройств (двигателей).

Для управления состоянием и рабочими процессами машин и установок используются системы со сложными логическими связями, которые обеспечиваются благодаря взаимодействию датчиков, процессоров, исполнительных устройств и рабочих механизмов с пневматическими устройствами.

Гидравлические и пневматические исполнительные устройства могут реализовывать следующие виды движения:

- прямолинейное (возвратно-поступательное),
- поворотное (возвратно-поворотное),
- вращательное движение (ротация).

В машиностроительных процессах гидравлические и пневматические устройства применяются для следующих операций:

- зажим деталей,
- передвижение деталей,
- позиционирование деталей,
- ориентирование деталей,
- распределение потоков материалов,
- поворот и переворачивание,
- транспортировка материалов,
- вращение деталей,
- сортировка деталей,
- тиснение и прессование деталей,
- дозировка,
- упаковка,
- складирование деталей.

Пневмогидравлические системы используются в технологических процессах сверления, токарной обработки, фрезерования, пиления, доводки, формовки, контроля качества.

1. 2. Структура систем автоматизации производственных процессов

В состав автоматизированных систем управления входят следующие устройства:

- исполнительные устройства,
- датчики и входные устройства,
- логико-вычислительные элементы (процессоры),
- вспомогательные устройства,
- модули системы управления.

Пневмогидравлическая система состоит из цепи элементов различных групп, соединенных между собой. Эти элементы формируют цепь управления для прохождения сигнала (информации) от входа системы (со стороны управляющей части) к ее выходу (к исполнительной части) (рис.1).

Усилитель мощности управляет исполнительным элементом с помощью сигнала, принимаемого от логико-вычислительного устройства (процессора).

Элементы пневматической системы группируются по подсистемам:

- подсистема энергоснабжения (элементы энергоснабжения),
- информационная подсистема (датчики),
- логико-вычислительная подсистема (процессоры),
- исполнительная подсистема (усилитель мощности, управляющий распределитель и исполнительное устройство).

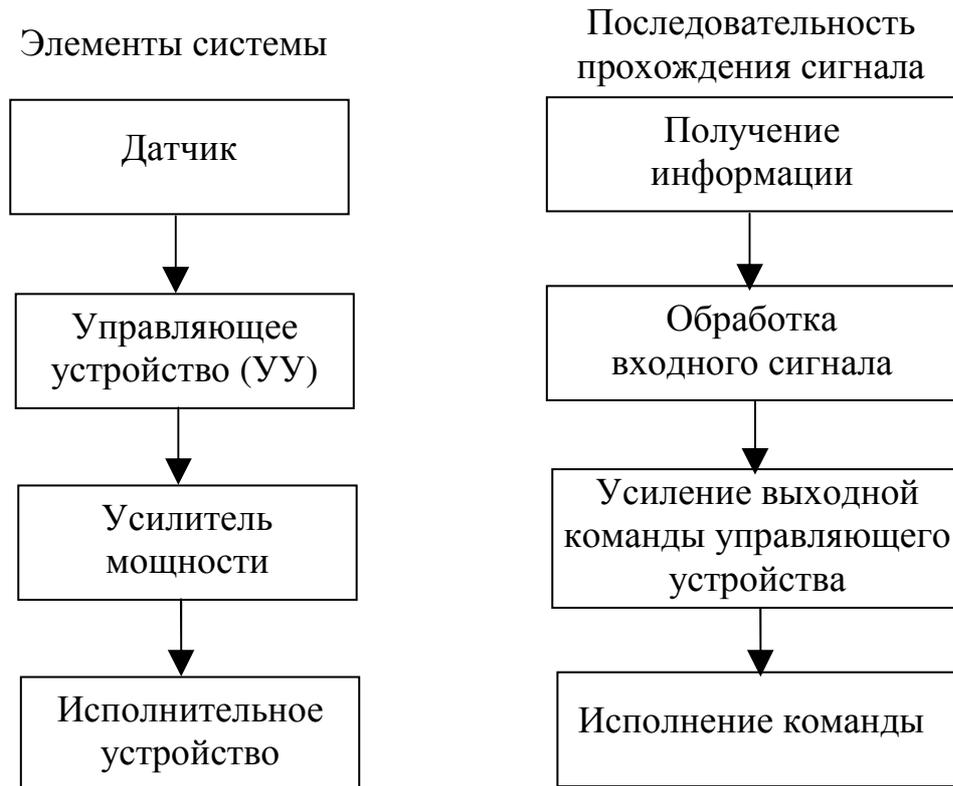


Рис. 1.1. Последовательность прохождения сигнала

1. 3. Достоинства и недостатки пневматических систем

Отличительные особенности и преимущества систем пневмоавтоматики представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1

Преимущества систем пневмоавтоматики

Доступность воздуха	Воздух имеется практически везде в неограниченном количестве
Транспортабельность воздуха	Воздух может легко транспортироваться по трубам на большие расстояния
Способность к аккумулярованию	Сжатый воздух может накапливаться в резервуарах и использоваться по мере необходимости, а резервуары могут легко транспортироваться

	ваться
Нечувствительность к температуре	Сжатый воздух относительно нечувствителен к колебаниям температуры. Это гарантирует надежную работу пневмосистем даже в экстремальных условиях.
Взрывобезопасность	Сжатый воздух практически взрыво- и пожаробезопасен, что не требует дорогостоящей защиты.
Экологическая чистота	Сжатый воздух без специально распыленного в нем масла не загрязняет окружающую среду.
Простота конструкции	Пневмоэлементы просты в производстве и поэтому недороги.
Высокая скорость	Сжатый воздух перемещается с большей скоростью. Это позволяет получить высокую скорость движения поршня и малое время переключения.
Нечувствительность к перегрузкам	Пневматические инструменты и исполнительные устройства не боятся перегрузки и поэтому могут нагружаться вплоть до полной остановки.

Для точного определения области применения пневмосистем, необходимо учитывать их недостатки, представленные в таблице 1.2.

Таблица 1.2.

Недостатки систем пневмоавтоматики

Подготовка сжатого воздуха	Сжатый воздух должен быть хорошо подготовлен. Иначе возникает опасность быстрого износа пневмоустройств из-за наличия в нем твердых включений, конденсата воды и масла.
----------------------------	---

Сжимаемость воздуха	Сжатый воздух не позволяет получить равномерную и постоянную скорость поршня.
Ограничения по усилию	Сжатый воздух является экономически выгодным только до определенных давлений. При обычно применяемом производственном давлении 600...700 кПа (6...7 бар) и в зависимости от хода и скорости поршня эта граница лежит в области 40000...50000 Н.
Уровень шума	Сброс воздуха в атмосферу сопровождается сильным шумом. Эта проблема устраняется применением звукопоглощающих материалов и глушителей шума.

При выборе сжатого воздуха в качестве рабочей среды проводится сравнение свойств пневмосистемы с системами управления, использующими другие виды энергии. Это сравнение должно производиться для всей системы, включая информационную систему (датчики), логико-вычислительную подсистему (процессор) и исполнительную подсистему (распределитель энергии и исполнительное устройство). При этом должны учитываться следующие факторы:

- требования к выходным характеристикам,
- сочетаемость с другими подсистемами,
- имеющееся оборудование,
- наличие кадров, владеющих специальными знаниями.

1.4. Основные характеристики рабочих жидкостей гидропривода

Рабочие жидкости станочных гидроприводов должны иметь: хорошие смазочные свойства, малое изменение вязкости в широком диапазоне температуры, большой модуль упругости, химическая стабильность в течение длительного времени эксплуатации, сопротивляемость вспениванию, совместимость с материалами гидросистемы (включая уплотнения), малая плотность,

малая способность к растворению воздуха, хорошая теплопроводность, низкое давление паров и высокая температура кипения, возможно меньший коэффициент теплового расширения, негигроскопичность и незначительная взаимная растворимость с водой, большая удельная теплоемкость, нетоксичность и отсутствие резкого запаха. Также рабочая жидкость должна иметь невысокую стоимость. Наиболее подходящей рабочей жидкостью является минеральное масло.

Индустриальные гидравлические масла серии ИГП изготавливают из нефтей, подвергнутых глубокой селективной очистке. Они содержат антиокислительную, антиизносную, антикоррозионную и антипенную присадки. Одна из наиболее важных характеристик минерального масла – его вязкость, т. е. свойство, определяющее сопротивление жидкости относительно перемещению ее слоев. Вязкость минеральных масел выражается в единицах динамической (абсолютной), кинематической и условной вязкости.

Динамическая (абсолютная) вязкость μ – сила сопротивления, оказываемая жидкостью, действующая на единичную площадь плоской поверхности, которая перемещается с единичной скоростью относительно другой плоской поверхности, находящейся от первой на единичном расстоянии. В системе СИ динамическая вязкость выражается в Па·с (паскаль-секунда), внесистемная единица П (пуаз).

Динамическая вязкость μ – это сила сопротивления, оказываемая жидкостью при перемещении одного ее слоя относительно другого со скоростью 1 см/с при площади каждого слоя 1 см² и расстоянии между ними 1 см. В системе единиц СИ динамическая вязкость имеет размерность Па·с, внесистемная единица: Пз (пуаз), 1 пз = 0,1 н·сек/м².

Величина кинематической вязкости ν , равная 1 см²/с, называется стоксом (Ст). В технике чаще пользуются показателем кинематической вязкости, выраженным в сотых долях стокса – сантистоксах (сСт). Этот показатель является обязательным для характеристик всех минеральных масел.

Вязкость минеральных масел в значительной степени зависит от температуры. Для нормальной эксплуатации станочных гидроприводов необходимо, чтобы применяемые масла сохраняли смазочные свойства во всем эксплуатационном диапазоне температур. Вязкостно-температурные свойства масел по сравнению с аналогичными свойствами масел, принятых за эталон, оценивают с помощью индекса вязкости (ИВ), приводимого в регламентах всех современных масел.

Вязкость минеральных масел повышается с ростом давления. Так, при давлении 15 МПа вязкость масла может возрасти на 25 - 30% по сравнению с ее величиной, определенной при атмосферном давлении. Масла с высоким значением ИВ меньше изменяют свою вязкость с ростом давления. С увеличением вязкости возрастают потери давления в гидросистеме, однако одновременно уменьшаются утечки, поэтому, как правило, более вязкие масла применяют в гидроприводах, работающих при повышенном давлении (где можно допустить более высокие потери давления и необходимо снизить утечки), а менее вязкие масла – в гидроприводах низкого давления (где утечки не столь опасны, а потери давления желательно иметь минимальными). Поскольку и потери давления и утечки приводят к снижению КПД гидропривода, и, следовательно, к повышенному тепловыделению, необходимо строго придерживаться рекомендаций завода-изготовителя, касающихся характеристик рабочей жидкости. В противном случае возможно нарушение теплового режима гидропривода, приводящее к существенному ухудшению условий его работы.

О наличии воздуха в гидросистеме свидетельствует пена на поверхности масла в баке, изменение цвета и уменьшение плотности масла. Чаще всего воздух попадает в гидросистему через неисправные уплотнения валов насосов, неплотности соединений всасывающих и сливных трубопроводов, а также в тех случаях, когда глубина погружения этих трубопроводов (ниже уровня масла в баке) меньше четырех-пяти их диаметров. Часто неполадки

вызываются скоплением воздуха в наивысших частях узлов гидросистемы, поэтому рекомендуется создавать подпор в сливной линии, а также устанавливать в напорной линии обратные клапаны, исключающие возможность слива масла из гидросистемы при ее остановке. Целесообразно также принимать меры против образования в гидросистеме воздушных мешков, удалять воздух из наивысших частей трубопроводов и камер, заполненных маслом.

Сжимаемость масла в цилиндрах больших размеров особенно при работе с малыми подачами, когда поток масла, поступающего в цилиндр, невелик, может привести к заметному запаздыванию начала движения механизма и рывкам в направлении подачи при резком снятии нагрузки.

Антиокислительная стабильность масла определяет долговечность его работы в гидроприводах. При длительной эксплуатации происходит окисление углеводородов масел, приводящее к увеличению вязкости, отложению осадков смолистых веществ, вызывающих заклинивание трущихся деталей и засорение отверстий малых размеров, а также к понижению способности масла отделять воду и воздух. На скорость окисления существенно влияют температура масла, интенсивность его перемешивания, а также присутствие в масле воздуха и металлических загрязнений. При увеличении температуры от 50 до 70 °С срок эксплуатации масла уменьшается вдвое в связи с резким увеличением скорости окислительных реакций.

2. ЭЛЕМЕНТЫ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ

2.1. Устройства для производства сжатого воздуха

Подсистема энергоснабжения обеспечивает пневматическую систему сжатым воздухом определенного качества в достаточном количестве. С помощью компрессора воздух сжимается и дальше передается в систему трубо-

проводов воздуха. Чтобы качество сжатого воздуха соответствовало установленному стандарту, он проходит через аппаратуру подготовки воздуха.

Для уменьшения вероятности появления неисправностей в системе, необходимо учитывать следующие факторы:

- расход потребляемого воздуха;
- тип компрессора;
- рабочее давление в системе;
- рабочий объем пневмоаккумулятора;
- требования к чистоте воздуха;
- возможность минимизации влажности воздуха с целью снижения процессов коррозии и вероятности залипания подвижных частей в пневмоэлементах;
- требования к системе смазки;
- возможность снижения влияния температуры воздуха на работу системы;
- соответствие размеров проходных сечений трубопроводов и пневмоэлементов;
- соответствие материалов условиям работы системы и параметрам окружающей среды;
- места расположения точек дренажа и сброса в распределительной пневмосистеме;
- пространственное расположение системы распределения воздуха.

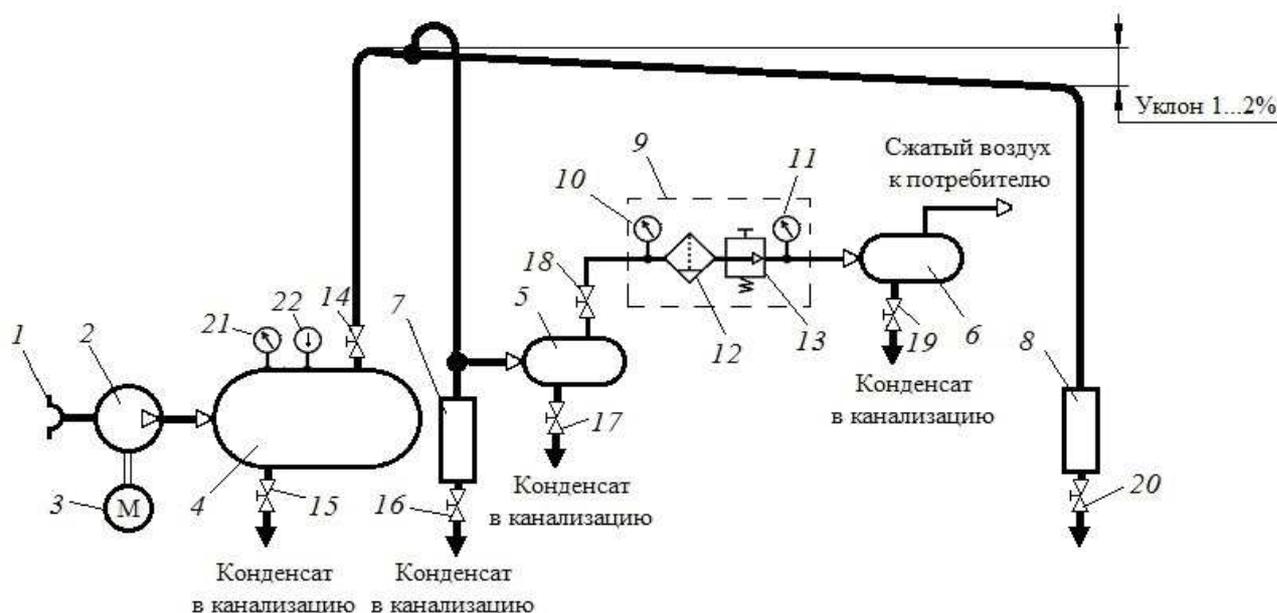
Обычно, пневмоэлементы выбираются на максимальное давление 800...1000 кПа (8...10 бар), однако на практике из экономических соображений рекомендуется работать с давлением 500...600 кПа (5...6 бар). Для того, чтобы обеспечить заданный уровень давления, с учетом потерь давления внутри системы распределения воздуха, компрессор должен выдавать воздух с давлением 650...700 кПа (6,5...7,0 бар).

Для снижения колебаний давления в системе должен быть установлен аккумулятор сжатого воздуха. Компрессор наполняет аккумулятор сжатого воздуха, который под давлением выполняет также функции источника рабочей среды.

Внутренний диаметр труб системы распределения воздуха должен выбираться таким образом, чтобы потери давления на участке от компрессора до потребителя давления не превышали, в идеальном случае, 10 кПа (0,1 бар). На выбор диаметра трубопровода влияют:

- расход воздуха,
- длина трубопровода,
- допустимые потери давления,
- рабочее давление,
- количество местных сопротивлений в трубопроводе.

Схема системы подготовки воздуха представлена на рис. 2.1.



1 – заборник воздуха, 2 – компрессор, 3 – электродвигатель, 4 – основной ресивер, 5 – промежуточный ресивер для группы потребителей, 6 – ресивер внутри пневмоустановки, 7, 8 – конденсатоотводчики, 9 – блок подготовки воздуха, 10, 11, 21 – манометры, 12 – фильтр с влагоотделителем, 13 – редуктор давления, 14-20 запорные вентили, 22 - термометр

Рис. 2.1. Система подготовки воздуха

Чаще всего главный трубопровод выполняется в виде кольца. При кольцевой прокладке трубопровода в случае больших расходов воздуха обеспечивается более равномерная подача. Трубопровод должен располагаться с уклоном 1...2 % по направлению течения воздуха. Это особенно важно для тупиковых трубопроводов. Конденсат должен отбираться из самого низкого места системы.

Для горизонтальных трубопроводов ответвление для отбора воздуха должно устанавливаться только на верхней стороне главного трубопровода.

Ответвление для отбора конденсата должно устанавливаться на нижней стороне главного трубопровода.

С помощью запорного вентиля можно отключить часть трубопровода сжатого воздуха в случае проведения работ по ремонту и обслуживанию.

Блок подготовки воздуха (рис. 2.2) обычно состоит из:

- фильтра сжатого воздуха (с влагоотделителем)
- регулятора давления;
- манометров.

Для обеспечения работы исполнительской части системы управления может использоваться маслораспылитель.

Выбор комбинации этих устройств, их размеров и конструкции определяется областью, применения и техническими требованиями к системе. Для того чтобы гарантировать нужное качество воздуха для каждой установки, блок подготовки воздуха устанавливается в каждую систему управления.

Фильтр сжатого воздуха предназначен для удаления из сжатого воздуха твердых включений, а также конденсата. Воздух протекает через тангенциально размещенные в корпусе фильтра шлицевые отверстия. Здесь благодаря центробежным силам капли жидкости и крупные твердые частицы отделяются от потока воздуха и собираются в нижней части корпуса фильтра. Объем собранного конденсата не должен превышать максимально допусти-

мого уровня, так как иначе конденсат будет снова вовлекаться в поток воздуха.

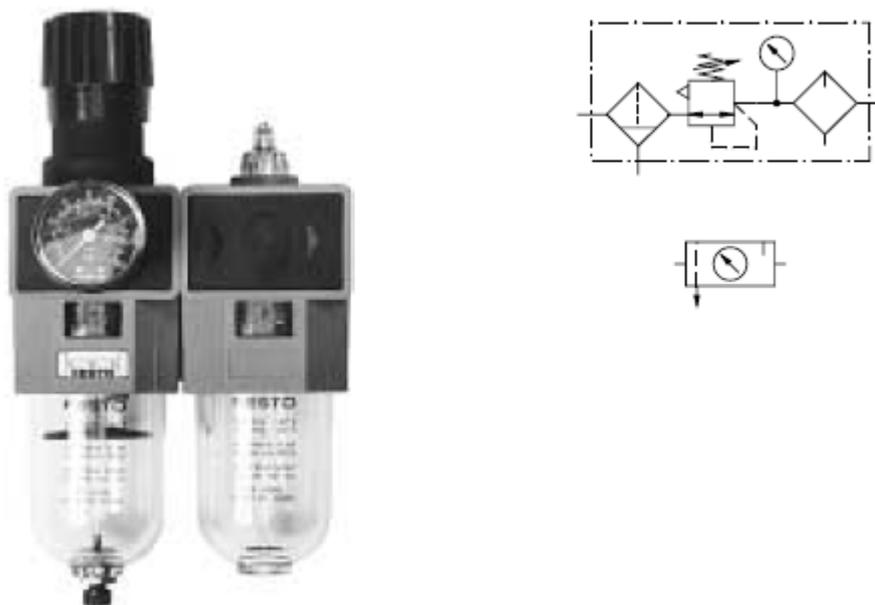


Рис. 2.2. Блок подготовки воздуха

Редуктор давления предназначен для поддержания рабочего давления в системе (выходного давления) независимо от колебаний давления в линии питания (входного давления) и потребляемого расхода воздуха.

Маслораспылитель предназначен для обогащения воздуха дозированной количеством масла, если это необходимо для функционирования пневматической установки.

2.2. Гидропневмоаппараты

Гидропневмоаппараты предназначены для управления давлением и расходом воздуха. В зависимости от назначения они подразделяются на следующие категории:

- распределители,
- информационные (входные) устройства,
- логико-вычислительные устройства,
- усилители мощности,
- обратные клапаны,

- предохранительные клапаны,
- регуляторы расхода,
- запорные вентили.

Распределитель управляет процессом прохождения пневматического сигнала давления или расхода воздуха. Он запирает, открывает или изменяет направление движения сжатого воздуха.

Распределители различаются:

- по количеству присоединенных линий: 2-линейные, 3-линейные, 4-линейные и т.д.;
- по количеству позиций переключения: 2-позиционные, 3-позиционные и т.д.
- по способу приведения в движение: с мускульным управлением, с механическим управлением, с пневматическим управлением, с электрическим управлением;
- по способу возврата в исходное положение: с пружинным возвратом, с возвратом при помощи давления.

Путевые (конечные) выключатели могут управляться с помощью роликового рычага для отслеживания положения штока поршня.

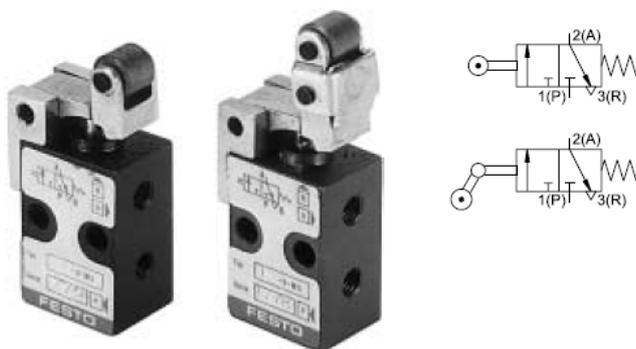


Рис. 2.3. 3/2-распределитель с роликовым рычагом, 3/2-распределитель с ломающимся роликовым рычагом.

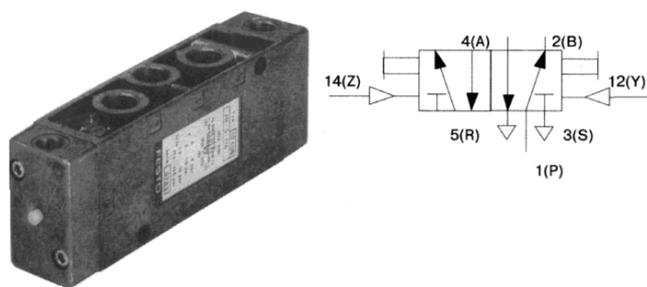


Рис. 2.4. Пневматический 5/2-распределитель с двусторонним пневматическим и вспомогательным ручным управлением

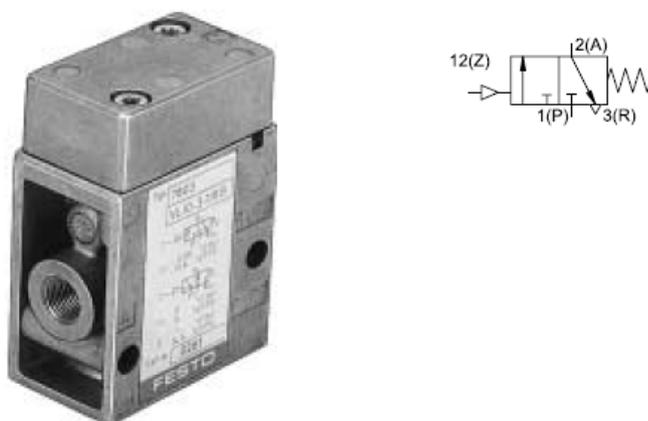


Рис. 2.5. Пневматический 3/2-распределитель с односторонним пневматическим управлением и пружинным возвратом

Обратный клапан обеспечивает прохождение воздуха только в одном направлении. Этот принцип находит применение, например, в клапанах быстрого выхлопа или логических элементах "ИЛИ". Обратный клапан как базовый элемент используется и в других типах клапанов, представленных на рис. 2.6.

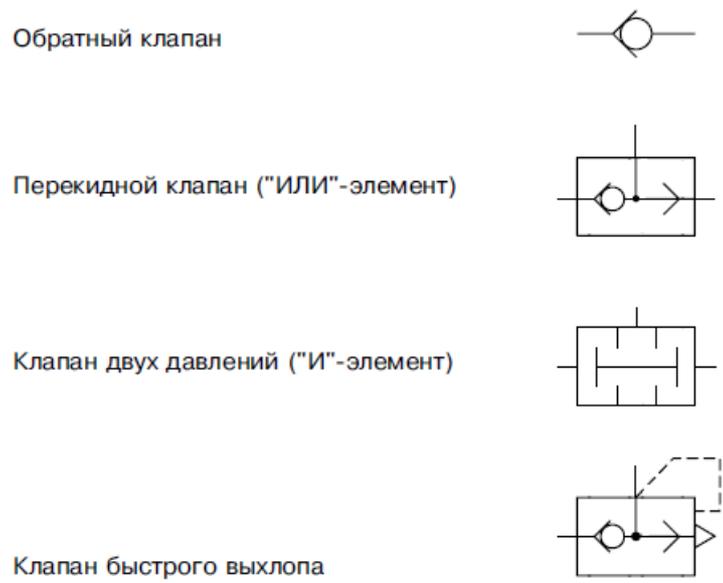


Рис. 2.6. Обратный клапан и другие клапаны, построенные на его основе

Дроссель (рис. 2.7) имеет проходное сечение меньшего диаметра, чем сечение основного трубопровода, поэтому расход через него меньше. Проходное сечение дросселя можно изменять бесступенчато от полного открытия до полного закрытия. Дроссель должен устанавливаться, по возможности, в непосредственной близости от исполнительного устройства и регулироваться по мере необходимости в ходе эксплуатации. Если параллельно с дросселем включить обратный клапан, тогда только в одном направлении расход воздуха будет ограничиваться, а в противоположном направлении расход будет максимальным.

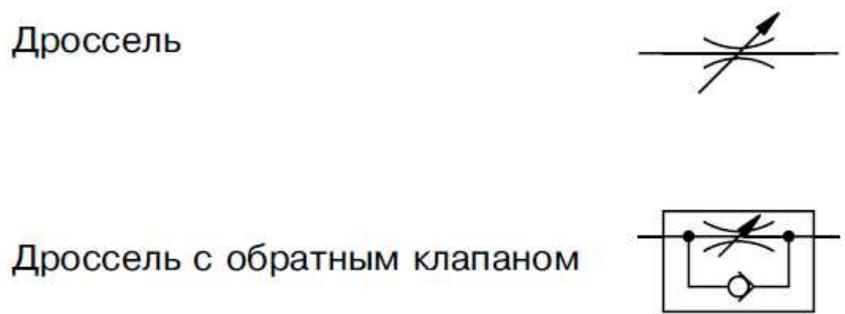


Рис. 2.7. Дроссели

Клапаны давления подразделяются на 4 вида:

- предохранительные клапаны,
- редуционные клапаны,
- реле давления,
- реле времени.

Предохранительные клапаны устанавливаются в напорной магистрали компрессора или насоса, обеспечивая безопасность его работы. При этом на заданном уровне безопасности ограничивается давление в аккумуляторе сжатого воздуха и поддерживается необходимое значение давления питания пневмосети.

Редуционный клапан поддерживает давление питания пневмосистемы на постоянном уровне независимо от колебания давления в сети, т.е. в напорной магистрали компрессора.

Реле давления вырабатывает релейный сигнал на своем выходе, если давление на его входе достигает определенного значения (значения давления настройки).

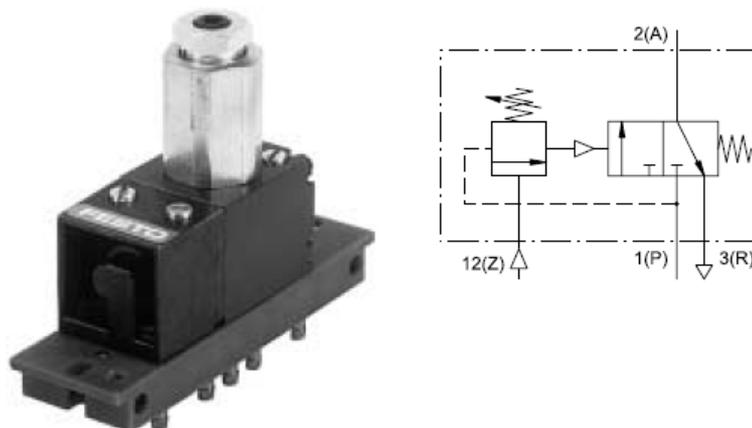


Рис. 2.8. Реле давления (клапан последовательности)

Если давление управления достигнет заданного значения, то в реле давления, представленном на рис. 2.8., переключится 3/2-распределитель. Если

давление управления станет ниже давления настройки, то 3/2-распределитель переключится в исходное состояние.

Реле времени (рис.2.9) позволяет реализовать функцию выдержки времени. Оно представляет собой пневматический модуль, состоящий из комбинации отдельных элементов. В состав реле времени входят дроссель с обратным клапаном, пневмоёмкость и 3/2-распределитель.

В зависимости от настройки дроссельного винта в ёмкость поступает больший или меньший расход воздуха. При достижении давления срабатывания 3/2-распределитель включается на проход воздуха. Он остается в этом положении до тех пор, пока действует сигнал управления.

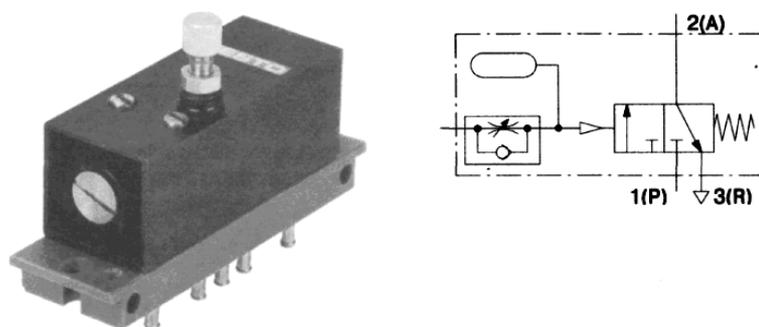


Рис. 2.9. Реле времени (клапан выдержки времени)

К другим модулям, в состав которых входит несколько клапанов, относятся, например:

- устройства управления с двумя входами,
- задатчики тактов,
- тактовые цепочки,
- устройства памяти.

2.3. Механические логические элементы

Для логической обработки выходного сигнала информационных элементов используются различные релейные элементы, например:

- логический элемент "ИЛИ",
- логический элемент "И".

Логический элемент "ИЛИ" может реализовать функцию "ИЛИ" двух входных сигналов. Этот элемент имеет два входа и один выход. Сигнал на выходе становится равным «1» в том случае, когда сигнал на одном входе равен «1», или сигнал на втором входе равен «1», или сигналы на обоих входах равны «1».

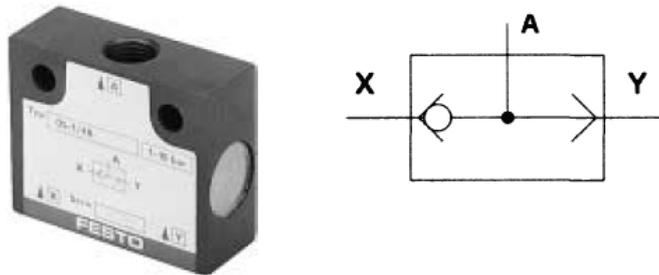


Рис. 2.10. Механический логический элемент «ИЛИ»

В пневматических процессорах, осуществляющих обработку информации, применяются модульные системы, в которых в одном блоке объединены распределители и логические элементы. Это уменьшает размеры, стоимость и затраты на монтаж (рис.2.11).

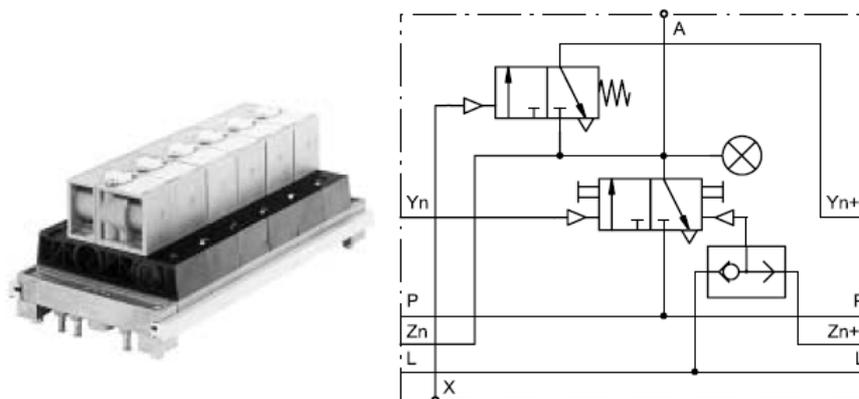


Рис. 2.11. Модульное устройство обработки информации (тактовая цепочка)

2.4. Исполнительные устройства

Энергетическая часть системы содержит усилитель мощности, распределитель и исполнительное устройство. В группу исполнительных устройств входят приводы, реализующие поступательное и вращательное движение выходного звена.

Исполнительные устройства можно разделить на группы:

- приводы поступательного движения (линейные приводы)
 - цилиндры одностороннего действия,
 - цилиндры двустороннего действия;
- приводы вращательного движения (ротационные приводы)
 - пневмомоторы,
 - поворотные приводы.



Рис. 2.12. Линейный и поворотный двигатели

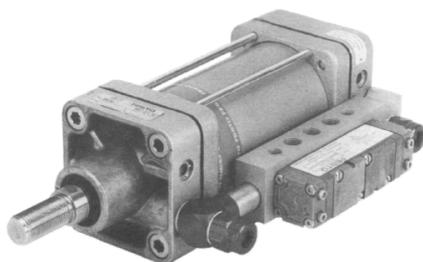


Рис. 2.13. Исполнительное устройство с управляющим распределителем

В общем случае управление цилиндром осуществляется с помощью управляющего распределителя. При этом выбор распределителя (число линий, число положений переключения и способ управления перемещениями) зависит от каждой конкретной задачи.

Управление цилиндром двустороннего действия

Постановка задачи:

Шток поршня цилиндра двустороннего действия должен выдвигаться при нажатии пневмокнопки и должен автоматически возвращаться в исходное положение, если пневмокнопка отпускается. Цилиндр двустороннего действия может совершать работу при движении в обоих направлениях, так как давление питания может быть подано в обе полости цилиндра для выдвигания или втягивания штока.

Решение:

Управление цилиндром двустороннего действия осуществляется с помощью 4/2-распределителя с ручным управлением. Распределителем должен выдаваться или сниматься сигнал, если пневмокнопка соответственно нажата или отпущена. Схема системы состоит из:

- цилиндра двустороннего действия,
- 4/2-распределителя с ручным управлением и пружинным возвратом,
- линии питания, присоединенной к 4/2-распределителю,
- пневмолиний между распределителем и цилиндром.

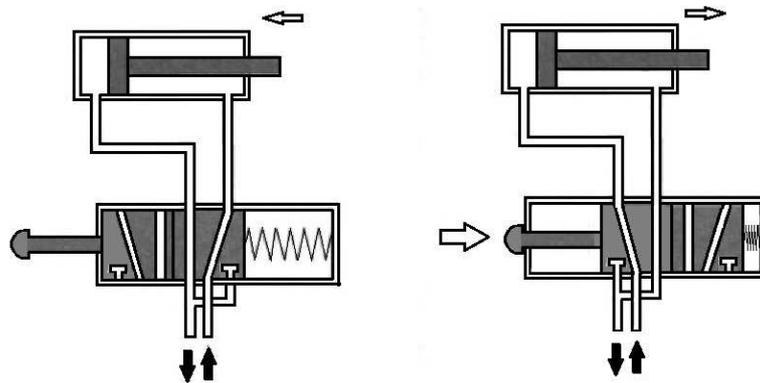


Рис. 2.15. Управление цилиндром двустороннего действия

Исходное положение:

Исходное положение (рис 2.15, слева) – положение, которое принимает система, если все коммуникации проведены и ручное управление находится в состоянии "Выключено". В состоянии "Выключено" штоковая полость цилиндра соединена с каналом питания, а поршневая полость – с окружающей средой.

Кнопка нажата:

При нажатии кнопки запорный орган 4/2-распределителя переключается в новое положение, сжимая пружину. На схеме (рис.2.14, справа) распределитель показан в рабочем положении. В этом состоянии канал питания через распределитель соединен с поршневой полостью цилиндра, а штоковая полость – с окружающей средой. При этом рабочее давление в поршневой полости обеспечивает выдвижение штока поршня. Если шток поршня достигает своего выдвинутого (переднего) конечного положения, то в поршневой полости цилиндра устанавливается максимальное значение давления, равное давлению питания.

Кнопка отпущена:

Как только кнопка отпускается, возвратная пружина распределителя возвращает его в исходное положение. Штоковая полость соединяется с каналом питания, и шток втягивается. Воздух из поршневой полости вытесняется в окружающую среду.

Примечание

Скорости выдвижения и втягивания штока поршня в общем случае будут неодинаковыми. Причиной этого является то, что объем поршневой полости цилиндра больше, чем объем штоковой полости. При выдвижении штока в цилиндр необходимо подать больше воздуха, чем при его втягивании. Поэтому скорость втягивания выше, чем скорость выдвижения при одинаковых нагрузках на шток.

3. СТРУКТУРА ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМ ОБОРУДОВАНИЕМ

3.1. Структурная схема системы управления оборудованием

Пневмогидравлическая система управления технологическим оборудованием обеспечивает его автономное функционирование и управление циклом работы машины. Структурная схема системы управления показана на рисунке 3.1.

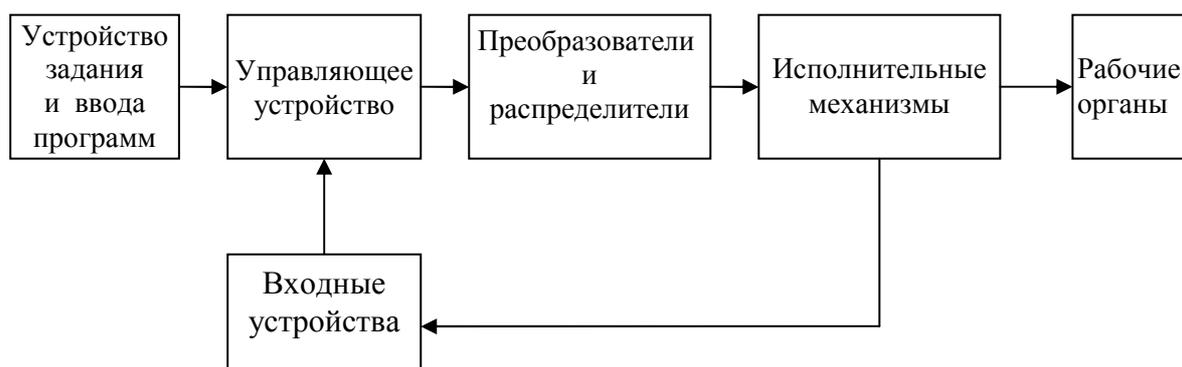


Рис. 3.1 Структурная схема пневмогидравлической системы управления оборудованием

Пневмогидравлическая система управления технологическим оборудованием включает в себя следующие устройства:

1) **Устройство задания и ввода программы**, которое предназначено для ввода информации о рабочем цикле в управляющее устройство технологическим оборудованием и может представлять из себя штекерную панель, контроллер или ЭВМ.

2) **Управляющее устройство**. В управляющем устройстве осуществляется переработка поступившей информации от входных устройств и программноносителя и выдача команд на распределители и другие устройства системы.

3) **Преобразователи и распределители** трансформируют сигналы, поступающие от управляющего устройства, в изменения параметров рабочего тела (жидкости или газа) гидропневматической системы.

4) **Исполнительные механизмы** (гидравлические и пневматические двигатели) предназначены для перемещения рабочих органов.

5) **Рабочие органы** осуществляют выполнение какой-либо операции.

6) **Входные устройства** (аппаратура ручного управления, путевые выключатели) обеспечивают поступление информации в управляющее устройство о выполнении какой-либо операции и о достижении исполнительными механизмами заданного положения.

3.2. Структурная схема гидропривода, пневмопривода

Гидропривод (пневмопривод) технологического оборудования является составной частью системы управления. Он предназначен для преобразования и передачи энергии от источника питания к исполнительным механизмам. Структурная схема гидропривода (пневмопривода) приведена на рис. 3.2.

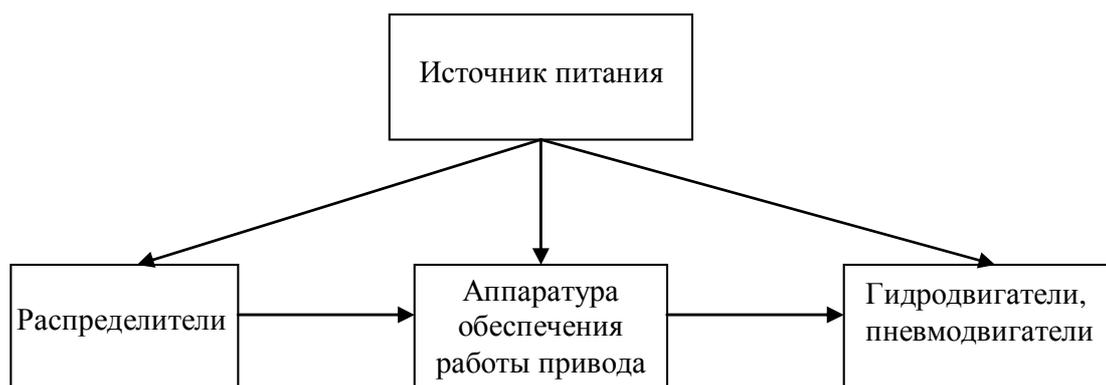


Рис. 3.2 Структурная схема гидропривода, пневмопривода

Источник питания предназначен для подачи в гидропривод и пневмопривод рабочего тела, обладающего энергией, необходимой для выполнения заданного процесса. Распределители представляют собой управляемые тем или иным способом устройства, открывающие или закрывающие проход рабочему телу. К гидроаппаратуре (пневмоаппаратуре), предназначенной для обеспечения работы привода, относятся клапаны, дроссели, регуляторы потока, фильтры, теплообменники и т.д.

Гидродвигатели (пневмодвигатели) предназначены для перемещения исполнительных органов, непосредственно осуществляющих технологические операции. Гидродвигатели (пневмодвигатели) возвратно-поступательного движения называются гидроцилиндрами (пневмоцилиндрами); вращательного движения – гидромоторами (пневмомоторами).

4. ЦИКЛ РАБОТЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Цикл работы оборудования представляет собой последовательность операций, выполняемых этим оборудованием.

Весь цикл делится на такты, которые обозначают временные границы выполнения каждой элементарной операции, реализуемой в результате включения или выключения тех или иных распределительных устройств и перемещения гидродвигателей. Эти границы выполнения каждой операции устанавливаются заранее с помощью входящих устройств – путевых (конечных) выключателей (датчиков положения). Такой способ управления называется управлением по пути. Применяется также управление по времени, когда величина перемещения исполнительного органа задаётся временем длительности операции. Системы управления по пути и по времени относятся к цикловым.

Элементарные движения гидродвигателей (пневмодвигателей) обозначаются следующим образом. Каждому гидродвигателю (пневмодвигателю) присваивается буквенное обозначение: А, В, С, D и т.д. Выдвижение штока цилиндра или вращение мотора по часовой стрелки обозначается в виде буквы со знаком «плюс»: А+. Втягивание штока или вращение гидромотора против часовой стрелки обозначается в виде буквы со знаком «минус»: А-. Быстрые движения двигателей обозначаются с одним знаком «плюс» или «минус». Рабочие подачи (с меньшими, чем при быстром ходе, скоростями движения) обозначаются с двумя и более знаками «плюс» или «минус» в зависимости от направления движения: А+ + ; А- -. Еще более низкой скорости рабочей подачи будет соответствовать обозначение А+ + + или А- - -.

Такты рабочего цикла в буквенных обозначениях отделяются друг от друга точкой с запятой, например А+; В+. Если в пределах одного такта осуществляется работа нескольких исполнительных механизмов, то они в этом такте разделяются запятыми: А-, В+.

Например, при токарной обработке детали, содержащей цилиндрический и конический участки, простейший рабочий цикл выглядит следующим образом (рис. 4.1):

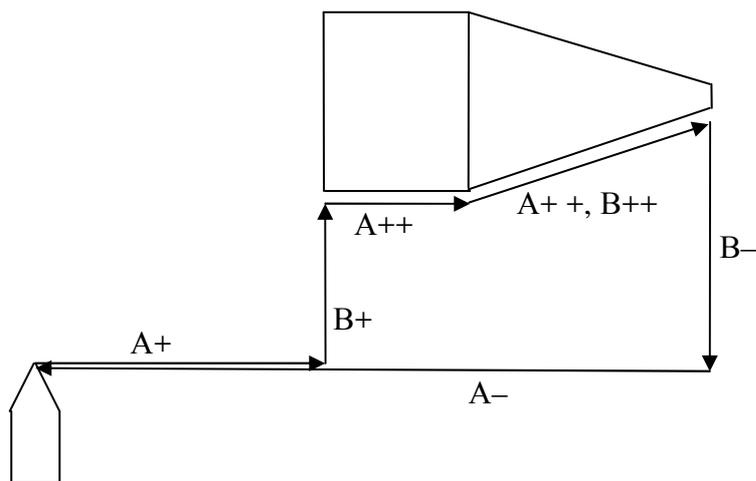


Рис. 4.1. Рабочий цикл обработки детали

- 1) быстрый подвод резца в продольном направлении к началу обрабатываемой детали (A+);
- 2) быстрый подвод резца в поперечном направлении к детали (B+);
- 3) рабочая подача резца в продольном направлении (обработка цилиндра) (A++);
- 4) рабочая подача резца в продольном и поперечном направлениях (обработка конуса) (A++, B++);
- 5) быстрый отвод резца в поперечном направлении (B –);
- 6) быстрый отвод резца в продольном направлении на исходную позицию (A –).

Приведённый выше рабочий цикл записывается следующим образом:

A+; B+; A++; A+ +, B+ +; B–; A–.

Здесь А – гидродвигатель продольного перемещения резца,

В – гидродвигатель поперечного перемещения резца.

Для наглядности представления рабочего цикла и последующего использования при расчётах расходов в гидроприводе разрабатывается циклограмма работы привода.

Она выглядит в виде таблицы, в которой по вертикали указываются обозначение гидродвигателей, по горизонтали – такты, а движение двигателя показывается в виде наклонных линий различной крутизны. При большой скорости крутизна линий большая, при меньшей скорости крутизна соответственно меньше. При остановке двигателя линия на циклограмме изображается горизонтальной. Линии должны проводиться таким образом, чтобы визуально была видна разница между их наклонами. Для рассматриваемого в качестве примера рабочего цикла циклограмма имеет вид, представленный на рисунке 4.2.

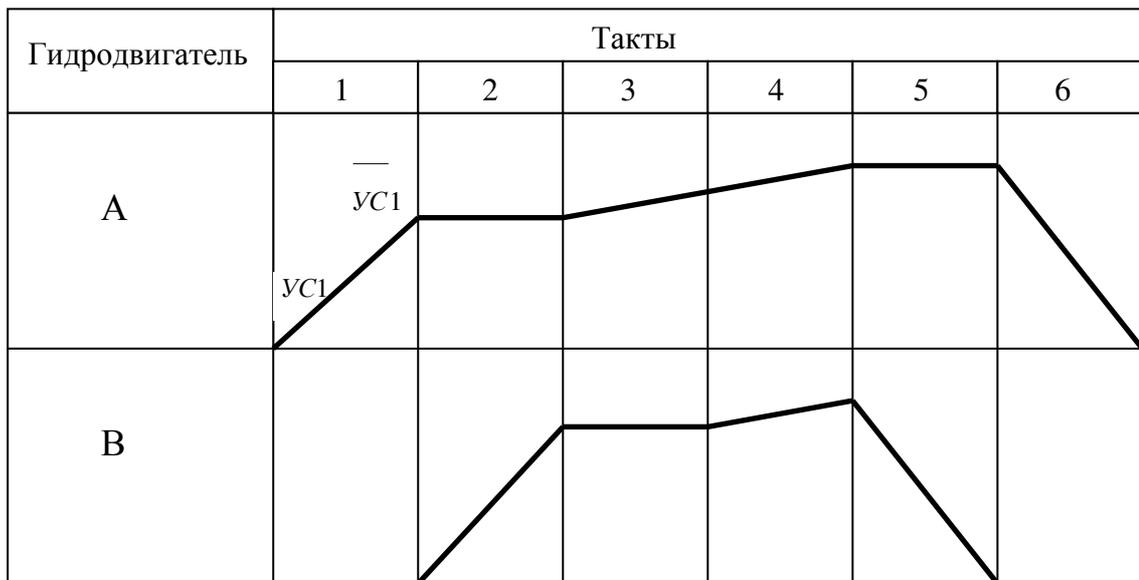


Рис. 4.2 Циклограмма работы гидропривода

На циклограмме также может указываться (на границах такта), какой управляющий орган того или иного распределителя получает сигнал на включение или выключение.

Пусть в начале первого такта гидрораспределитель, управляющий движением двигателя А, получил сигнал о начале его движения. Это осуществляется, например, включением усилителя распределителя ($UC1$). При выключении усилителя ($\overline{UC1}$) двигатель А останавливается.

5. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА ГИДРОПРИВОДА ДЛЯ РЕАЛИЗАЦИИ ЗАДАННОГО РАБОЧЕГО ЦИКЛА

Простейший рабочий цикл гидропривода, содержащий два гидродвигателя А и В, имеет вид: А+; В+; А-; В-.

В качестве гидродвигателей А и В могут применяться гидроцилиндры (гидродвигатели возвратно-поступательного действия) и гидромоторы (гидродвигатели вращательного действия).

Здесь и в дальнейшем следует иметь в виду, что для простоты речь идёт о гидроприводе и гидроагрегатах с пневматическим струйным управлением. Однако для пневмопривода все рассуждения и выводы являются аналогичными. Принципиальная схема гидропривода для реализации указанного цикла представлена на рисунке 5.1 (А – гидроцилиндр, В – гидромотор).

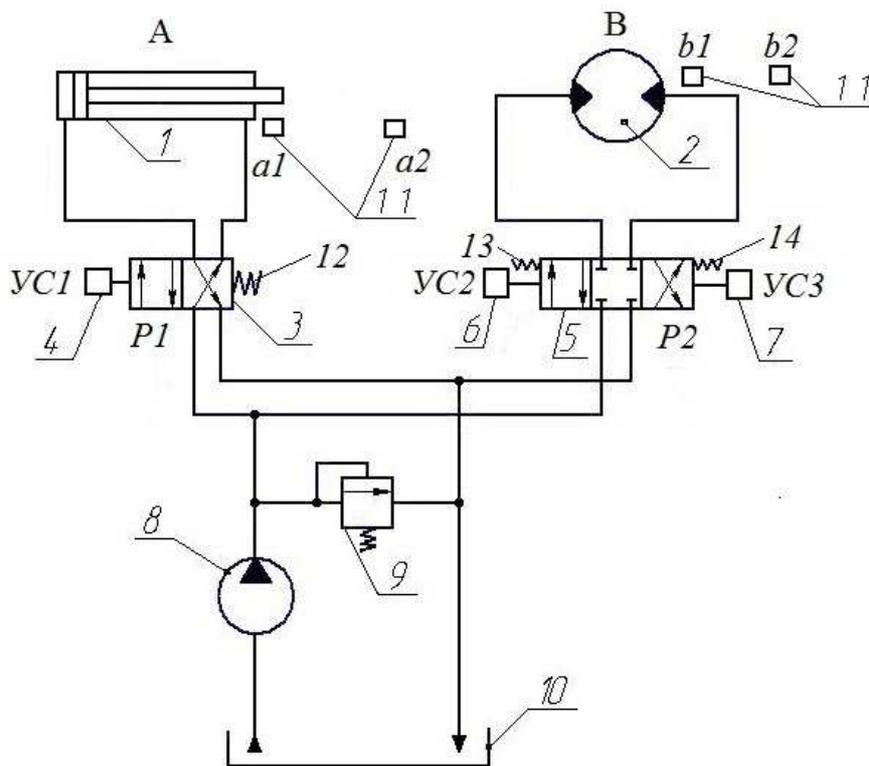


Рис. 5.1 Принципиальная схема гидропривода

На рисунке 5.1 показаны: 1 – гидроцилиндр с односторонним штоком (ГЦ с ОШ); 2 – реверсируемый гидромотор (ГМ); 3 (P1) – двухпозиционный гидрораспределитель с позициями прямого и обратного хода; 4, 6, 7 – устройство включения распределителя (усилитель управляющего сигнала UC1, UC2, UC3); 5 (P2) – трёхпозиционный гидрораспределитель с нейтральной позицией; 8 – насос; 9 – предохранительный клапан; 10 – гидробак; 11 – путиё (конёчные) выключатели; 12, 13, 14 – возвратные пружины.

Для пневмопривода насос и бак не нужны, а схема будет содержать только пневмодвигатели и пневмораспределители, к которым воздух подво-

дится из заводской магистрали и выпускается в атмосферу или (для обеспечения экологических требований) в канализацию.

Устройства включения распределителей (поз. 4,6,7) в системах со струйным управлением представляют собой усилители давления пневматического управляющего сигнала, а в системах с электронным управлением – электромагниты. Эти устройства могут быть также гидравлическими, электрогидравлическими, механическими (кулачковыми).

В данной схеме рассматриваются струйные путевые выключатели (датчики положения) типа «трубка – трубка», которые при наличии заслонки, укрепленной на конце штока, в зоне действия выключателя выдают сигнал «0» в пневматический струйный контроллер (управляющее устройство, на схеме не показан). А при выходе конца штока из зоны действия датчика выдают сигнал «1».

Принцип действия гидропривода

В исходном положении шток гидроцилиндра А втянут и его конец находится в зоне действия путевого датчика *a1*. Гидромотор В неподвижен. Будем считать, что вращательное движение гидромотора преобразуется в возвратно-поступательное с помощью кривошипно-кулисного механизма. Конец штока этого механизма в исходном положении находится в зоне действия путевого выключателя *b1*.

Насос 8 работает постоянно, при этом масло из гидробака 10 поступает в систему гидропривода. При превышении давления масла в гидроприводе срабатывает предохранительный клапан 9, открывая линию, по которой масло от насоса сливается в бак.

Для реализации первого такта (А+) на усилитель *УС1* от пневматического струйного контроллера поступает дискретный сигнал «1», при этом распределитель *PI* смещается по схеме вправо, масло от насоса поступает (по стрелке) в поршневую полость гидроцилиндра А и его шток выдвигается с

быстрой скоростью. Масло, которое находилось в штоковой полости, сливается в бак (по стрелке). Конец штока доходит до путевого датчика $a2$ и шток останавливается в крайнем правом положении. При этом от датчика $a2$ в контроллер поступает дискретный сигнал «0», которым запускается второй такт цикла. Сигнал «1» на усилителе $UC1$ продолжает присутствовать и шток цилиндра А удерживается в крайнем правом положении.

Второй такт (В+) реализуется следующим образом: на усилитель $UC2$ от контроллера поступает дискретный сигнал «1», распределитель $P2$ смещается вправо (по схеме), масло от насоса поступает в гидромотор слева (по схеме) и гидромотор вращается по часовой стрелке с быстрой скоростью. Конец штока кривошипно-кулисного механизма доходит до путевого выключателя $b2$ и сигнал «0» от него поступает в контроллер.

Третий такт (А-). Контроллер выдаёт управляющий сигнал «0» на усилитель $UC2$, который отключается и пружина 14 выталкивает золотник распределителя $P2$ в нейтральное положение. Гидромотор останавливается. Одновременно контроллер выдаёт управляющий сигнал «0» на усилитель $UC1$, который отключается и распределитель $P1$ под действием пружины 12 возвращается в исходное положение. Масло от насоса поступает в штоковую полость гидроцилиндра А и шток цилиндра втягивается с быстрой скоростью, при этом масло из поршневой полости сливается в маслобак. Конец штока доходит до датчика $a1$ и от него сигнал «0» поступает в контроллер.

Четвёртый такт (В-). Контроллер выдаёт управляющий сигнал «1» на усилитель $UC3$, при этом распределитель $P2$ смещается влево, масло через него поступает в гидромотор В справа, и гидромотор вращается против часовой стрелки с быстрой скоростью. При этом масло, проходя через гидромотор, сливается в бак. Шток кривошипно-кулисного механизма с быстрой скоростью возвращается в исходное положение, его конец попадает в зону действия датчика положения $b1$, который выдаёт сигнал «0» в контроллер.

Контроллер выдаёт сигнал «0» на усилитель УСЗ, и распределитель P2 возвращается в исходное положение под действием пружины 13.

Далее цикл работы повторяется.

При использовании в гидроприводе гидроцилиндра с двусторонним штоком (рис. 5.2) за положительное направление движения штока (А+) принимается его выдвигание вправо.

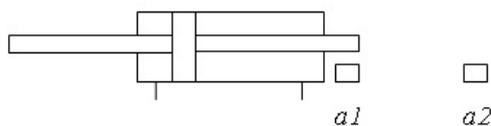


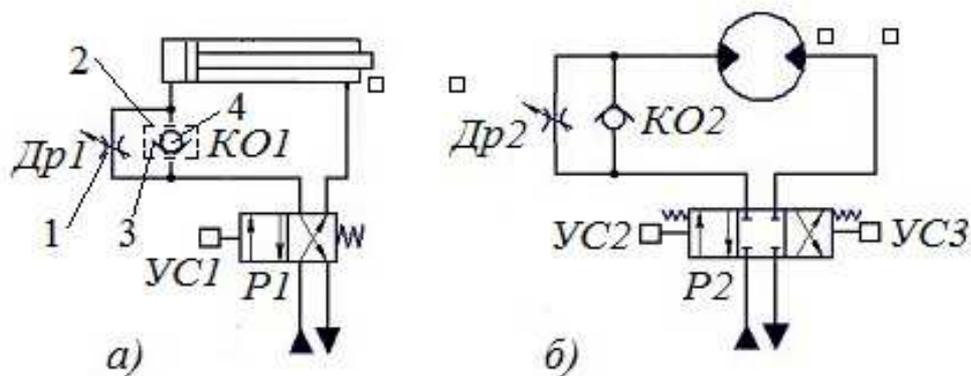
Рис. 5.2. Гидроцилиндр с двусторонним штоком

6. СПОСОБЫ ИЗМЕНЕНИЯ СКОРОСТИ ГИДРО- И ПНЕВМОДВИГАТЕЛЕЙ

На принципиальной схеме гидропривода, изображённой на рис. 5.1 двигатели работают только с одной скоростью (быстрой). В тех случаях, когда двигатель должен работать с двумя или более скоростями, применяется какой-либо из вариантов регулирования скорости, рассмотренных ниже.

6.1. Изменение скорости двигателя с помощью обратного клапана и дросселя

Для обеспечения различной скорости движения гидродвигателя при прямом и обратном ходах применяют установку дросселя с обратным клапаном (рис. 6.1).



1 – регулируемый дроссель; 2 – обратный клапан; 3 – седло обратного клапана;
4 – запорный элемент обратного клапана

Рис. 6.1. Изменение скорости гидродвигателя дросселем с обратным клапаном

Проходное сечение регулируемого дросселя может изменяться. Чем меньше оно задано, тем меньше скорость протекания масла через дроссель и тем меньше скорость движения штока цилиндра. Величина проходного сечения дросселя устанавливается только при настройке привода, и при его работе остаётся неизменным.

Обратный клапан устроен таким образом, что он пропускает поток жидкости или газа только в одном направлении – со стороны седла, а в обратную сторону не пропускает, так как запирается запорным элементом. Запорные элементы могут быть разной формы: в виде шарика, плоской площадки или конуса.

Вариант *а* реализует рабочий цикл $A+$; $A-$ –, то есть движение при рабочем ходе быстрое, а при обратном – медленное. Вариант *б* реализует рабочий цикл $A+$ +; $A-$ –, то есть наоборот, при прямом ходе движение медленное, а при обратном – быстрое.

6.2. Изменение скорости двигателя с помощью распределителя и дросселя

Использование в схемах вместо обратного клапана двухпозиционного распределителя позволяет обеспечить большее количество возможных циклов (рис. 6.2).

Схема на рис. 6.2а позволяет реализовать следующие циклы работы:

а) распределитель 1 в исходном положении выключен, а затем, при прохождении штоком какого-то пути вправо, включается и остаётся включенным при обратном ходе штока. Реализуется цикл: А+ +; А+; А–;

б) распределитель 1 в исходной позиции выключен, затем, при прохождении штоком какого-то пути вправо, включается, а при обратном ходе штока снова выключается. Реализуется цикл: А+ +; А+; А– –;

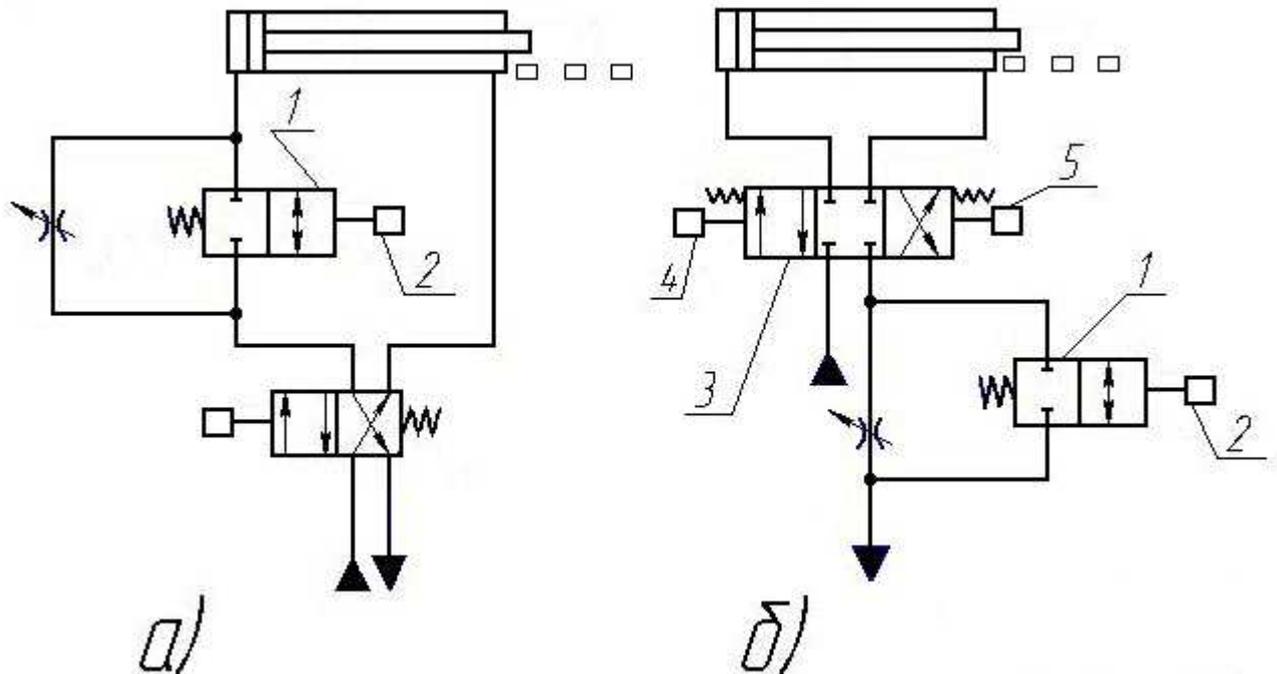


Рис. 6.2. Изменение скорости двигателя дросселем
с дополнительным распределителем

в) распределитель 1 в исходной позиции включен, а затем выключается и остаётся выключенным: A+; A+ +; A- -;

г) распределитель 1 в исходной позиции включен, затем, при прохождении штоком какого-то пути вправо, выключается, осуществляя медленный ход вправо, а при обратном ходе штока распределитель 1 снова включается, осуществляя быстрое возвращение штока на исходную позицию: A+; A+ +; A-.

В схеме на рисунке 6.2б показан вариант установки дросселя и дополнительного распределителя 1 после основного распределителя 3. Эта схема позволяет обеспечить те же циклы, что и для рис. 6.2а, а также обеспечить остановку штока в среднем положении.

6.3. Изменение скорости двигателя с помощью регулятора потока

Дроссели для изменения скорости движения двигателей используются в тех случаях, когда не требуется обеспечивать постоянство скорости движения. В тех случаях, когда скорость перемещения штока должна выдерживаться очень точно, например, при рабочей подаче режущего инструмента, что необходимо для получения высокой чистоты обрабатываемой поверхности, вместо дросселя применяется регулятор потока (рис. 6.3).

На рисунке 6.3а показан регулятор потока 1, содержащий редукционный клапан 2, дроссель 3 и встроенный обратный клапан 4. Эта схема позволяет реализовать цикл A+ +; A- с высокой точностью поддержания скорости выдвигания штока. Эту точность обеспечивает редукционный клапан, который очень точно поддерживает расход потока масла и, соответственно, скорость перемещения штока цилиндра.

Регулятор потока 1 на рисунке 4.3б содержит встроенный распределитель 2. Эта схема позволяет реализовать несколько разных циклов, в частности: A+; A++; A- и др.

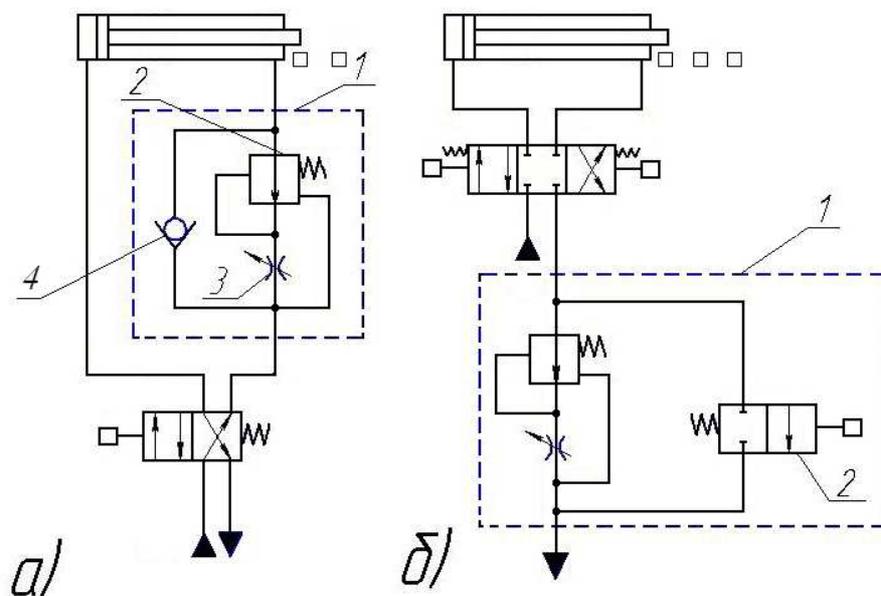


Рис. 6.3. Изменение скорости двигателя с помощью регулятора потока

6.4. Изменение скорости двигателя с помощью нескольких насосов

В гидроприводах может применяться объёмное (машинное) регулирование скорости движения гидродвигателей. В этом случае используется насос, регулируемый по давлению, или насос с несколькими фиксированными подачами. Также могут применяться несколько нерегулируемых насосов, суммарная подача которых обеспечивает в гидроприводе максимальный потребный расход, а подача каждого насоса в отдельности – промежуточные потребные расходы (рис. 6.4).

Схема на рисунке 6.4а позволяет реализовать цикл А+; А++; А– путём совместной и отдельной работы насосов 1 и 2, имеющих обычно одинаковую подачу. В исходном положении распределителя *PI* суммарная подача обоих насосов поступает в гидроцилиндр, что позволяет осуществлять быстрое движение штока. При включенном распределителе *PI* масло от насоса 1 поступает в цилиндр, а от насоса 2 сливается в бак, вследствие чего скорость движения штока становится меньше.

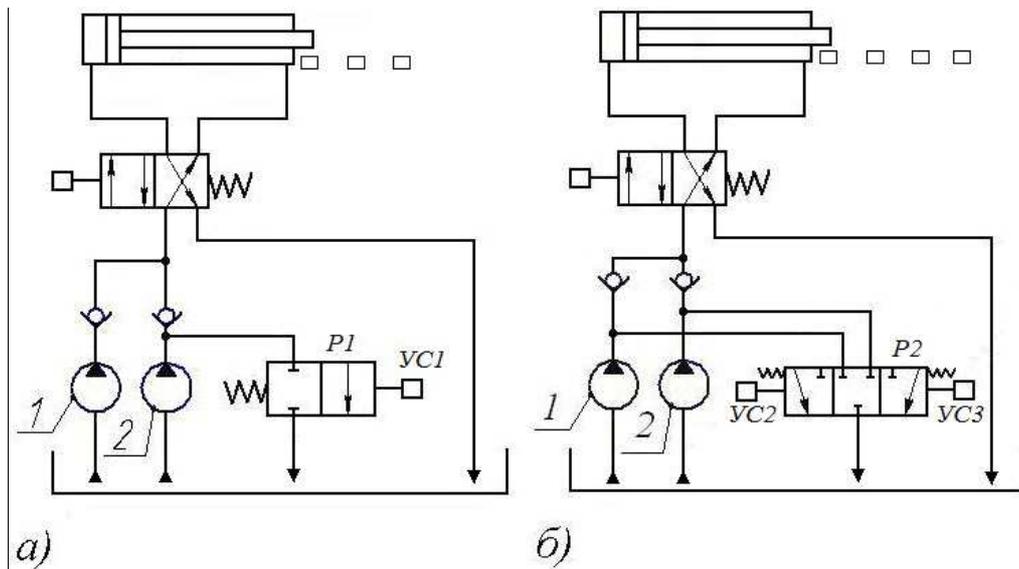


Рис. 6.4 Изменение скорости перемещения штока с помощью нерегулируемых насосов

В схеме на рис. 6.4б насосы имеют разную подачу, что позволяет обеспечить три скорости движения штока, то есть реализовать цикл А+; А++; А+++; А–.

При наличии на усилителях УС2 и УС3 распределителя P2 управляющих сигналов «0» масло поступает в гидроцилиндр от обоих насосов, поэтому скорость движения его штока максимальна. При поступлении на усилитель УС2 управляющего сигнала «1» масло от насоса 1 сливается в бак, а от насоса 2 поступает в гидроцилиндр. При отключении усилителя УС2 и включении усилителя УС3 масло от насоса 2 идёт на слив, а от насоса 1 – в гидроцилиндр.

7. РАСЧЁТ ГИДРОПРИВОДА

Расчёт гидропривода заключается в определении конструктивных параметров и характеристик источника питания, гидродвигателей, а также распределительной аппаратуры и аппаратуры, обеспечивающей работу привода.

Исходными данными для расчета являются:

- тип рабочего тела: газ или индустриальное масло;
- виды гидродвигателей: цилиндры или моторы;
- номинальное давление в приводе $p_{\text{ном}}$;
- максимальное усилие развиваемое цилиндром F_{max} ;
- максимальный крутящий момент развиваемый мотором M_{max} ;
- линейные скорости перемещения штока цилиндра u_i ;
- частоты вращения мотора n_i .

7.1. Расчёт конструктивных параметров гидродвигателей

К конструктивным параметрам гидродвигателей относятся внутренний диаметр цилиндра D , диаметр штока d , рабочий объём мотора $V_{\text{ном}}$.

7.1.1. Определение перепада давления на гидродвигателе

Номинальные давления в пневмо- и гидросистемах, согласно ГОСТ 12445-80 «Гидроприводы объёмные, пневмоприводы и смазочные системы. Номинальные давления», могут иметь следующие значения:

$p_{\text{ном}}$ (МПа): 0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250.

Номинальным давлением называется наибольшее избыточное давление, при котором устройство должно работать в течение установленного ресурса (срока службы) с сохранением параметров в пределах установленных норм.

В гидросистемах, в общем случае, давления от 0,1 до 0,25 МПа считаются низкими, давления от 0,4 до 100 МПа считаются высокими, свыше 100 МПа – сверхвысокими.

В соответствии с ГОСТ 6540-68 «Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных параметров» Номинальные давления для гидроцилиндров (пневмоцилиндров) могут иметь следующие значения:

$p_{\text{НОМ}}$ (МПа): 0,63*; 1*; 1,6*; 2,5; 6,3; 10; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63.

Знаком «*» отмечены давления, которые относятся только к пневматическим цилиндрам.

В случае с гидроприводом давления до 10 МПа считаются низкими, давления от 16 до 32 МПа считаются средними, давления свыше 32 МПа - высокими.

Перепад давления на гидродвигателе это давление, заставляющее двигатель развивать максимальное усилие.

Считается, что при движении рабочего тела потери давления составляют 10 – 20% от номинального давления, причем для приводов низкого давления (до 10 МПа) эти потери максимальны ($0,2 p_{\text{НОМ}}$), для приводов среднего давления (16 – 32 МПа) потери равны $0,15 p_{\text{НОМ}}$, для приводов высокого давления (свыше 32 МПа) потери равны $0,1 p_{\text{НОМ}}$. В соответствии с вышесказанным перепад давления составляет:

- для приводов низкого давления $\Delta p = 0,8 p_{\text{НОМ}}$;
- для приводов среднего давления $\Delta p = 0,85 p_{\text{НОМ}}$;
- для приводов высокого давления $\Delta p = 0,9 p_{\text{НОМ}}$.

7.1.2. Расчёт гидроцилиндра с односторонним штоком

Внутренний диаметр цилиндра с односторонним штоком для случая, когда максимальное усилие развивается при выдвигании штока, определяется по следующей формуле:

$$D = \sqrt{\frac{4F_{\text{max}}}{\pi \cdot \Delta p \cdot \eta_{\text{м}}}} \quad [\text{мм}], \quad (7.1)$$

где F_{max} – максимальное усилие, Н;

Δp – перепад давления на гидроцилиндре, МПа;

η_m – механический КПД, принимаемый равным $0,95 \div 0,98$.

Если максимальное усилие развивается при втягивании штока, то диаметр цилиндра рассчитывается по формуле для расчета цилиндра с двусторонним штоком (7.3).

Определив внутренний диаметр цилиндра D , его следует округлить до ближайшего большего значения из ряда по ГОСТ 6540-68 Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных параметров.

Диаметры цилиндра D (мм): 10; 12; 16; 20; 25; 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900).

Без скобок указан основной ряд, в скобках – дополнительный.

Полученную величину D используют для нахождения диаметра штока по формуле:

$$d = D \sqrt{1 - \frac{1}{\varphi}} \quad [\text{мм}], \quad (7.2)$$

где $\varphi = \frac{D^2}{D^2 - d^2}$ – коэффициент мультипликации, определяющий соотношение рабочих площадей в поршневой и штоковой полости, принимаемый численно равным 1,33; 1,4; 1,6; 2; 2,5.

Величина диаметра штока d также должна быть округлена до ближайшего большего значения из следующего ряда по ГОСТ 6540-68.

Диаметры штока d (мм): 4; 5; 6; 8; 10; 12; (14); 16; (18); 20; (22); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900).

Без скобок указан основной ряд, в скобках – дополнительный.

Номинальное давление в приводе $p_{\text{ном}}$, внутренний диаметр цилиндра D и диаметр штока d являются исходными данными для выбора цилиндра (см. Приложение).

7.1.3. Расчёт гидроцилиндра с двусторонним штоком

Внутренний диаметр цилиндра с двусторонним штоком определяется по формуле

$$D = \sqrt{\frac{4F_{\text{max}} \cdot \varphi}{\pi \cdot \Delta p \cdot \eta_{\text{м}}}} \quad [\text{мм}], \quad (7.3)$$

где $\varphi = \frac{D^2}{D^2 - d^2}$ – коэффициент мультипликации, принимаемый численно равным 1,33; 1,4; 1,6; 2; 2,5.

Определив внутренний диаметр цилиндра D , его следует округлить до ближайшего большего значения (см. п. 7.1.3).

Диаметр штока определяется по ф. (7.2) и затем также округляется (см. п. 7.1.2).

Номинальное давление в приводе $p_{\text{ном}}$, внутренний диаметр цилиндра D и диаметр штока d являются исходными данными для выбора цилиндра (см. Приложение).

7.1.4. Расчёт рабочего объёма гидромотора

Номинальный рабочий объём гидромотора (пневмомотора) рассчитывается по следующей формуле:

$$V_{\text{ном}} = \frac{2\pi \cdot M_{\text{max}}}{\Delta p \cdot \eta_{\text{м}}} \quad [\text{см}^3], \quad (7.4)$$

где M_{max} – максимальный вращающий момент, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

Δp – перепад давления на моторе, МПа ;

$\eta_{\text{м}}$ – механический КПД, равный $0,95 \div 0,98$.

Определив рабочий объём, его следует округлить до ближайшего большего из ряда по ГОСТ 13824-80 Гидроприводы объёмные, пневмоприводы и смазочные системы. Номинальные вместимости.

$V_{\text{ном}}$ (см³): 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; (11,2); 12,5; (14); 16; (18); 20; (22,4); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180); 200; (224); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900); 1000; (1120); 1250; (1400); 1600; (1800); 2000; (2240); 2500; (2800); 3200; (3600); 4000; (4500); 5000; (5600); 6300; (7100); 8000; (9000).

Полученный рабочий объём гидромотора $V_{\text{ном}}$, давление на входе в мотор, равное перепаду Δp , заданная частота вращения n являются исходными данными для выбора марки мотора (см. Приложение).

7.2. Расчёт расходов в гидроприводе

Для того чтобы правильно выбрать распределители, дроссели, обратные клапаны, предохранительный клапан и т.д. необходимо знать какой максимальный расход будет через них проходить. Также для выбора насоса в качестве источника питания гидропривода, необходимо знать какой максимальный расход он должен обеспечить.

Для этого производится расчёт расходов масла для каждого гидродвигателя в каждом такте цикла работы гидропривода. Затем в каждом такте определяется суммарный потребный расход как сумма расходов в гидродвигателях.

Расход в гидроцилиндре при подаче масла в поршневую полость (для выдвижения штока) определяется по выражению:

$$Q = 60 \cdot 10^{-3} \cdot v \frac{\pi D^2}{4} \quad [\text{л/мин}], \quad (7.5)$$

где v – скорость выдвижения штока, м/с;

D – внутренний диаметр цилиндра, мм.

Расход в гидроцилиндре при подаче масла в штоковую полость:

$$Q = 60 \cdot 10^{-3} \cdot v \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad [\text{л/мин}], \quad (7.6)$$

где v – скорость перемещения штока, м/с ;

D – внутренний диаметр цилиндра, мм ;

d – диаметр штока, мм .

Расход в гидромоторе рассчитывается по формуле:

$$Q = 10^{-3} \cdot \frac{V_{\text{ном}} \cdot n}{\varepsilon} \quad [\text{л/мин}], \quad (7.7)$$

где $V_{\text{ном}}$ – номинальный рабочий объём гидромотора, см^3 ;

n – частота вращения гидромотора, об/мин ;

$\varepsilon = 0,9 \div 0,96$ – коэффициент расхода, учитывающий утечки в гидромоторе.

Используя формулы (7.5), (7.6), (7.7) выполняется расчёт расходов по тактам. Для цикла, рассмотренного в п. 5, запись расходов будет выглядеть следующим образом:

1 такт:

$$Q_A = 60 \cdot 10^{-3} \cdot v \frac{\pi D^2}{4} = [\text{формула с подставленными численными значениями}] =$$

$$=[\text{ответ}] \text{ л/мин}$$

$$Q_B = 0 \text{ л/мин}$$

$$Q_{A+B} = \dots \text{ л/мин}$$

2 такт:

$$Q_A = 0 \text{ л/мин}$$

$$Q_B = 10^{-3} \cdot \frac{V_{\text{ном}} \cdot n}{\varepsilon} = [\text{формула с подставленными численными значениями}]$$

$$= [\text{ответ}] \text{ [л/мин]}$$

$$Q_{A+B} = \dots \text{ л/мин}$$

и т.д.

Рассчитанные значения расходов заносятся в таблицу расходов в произвольном масштабе (табл. 7.1). Таблицу сделать размером на страницу А4.

В каждой графе таблицы указывается численная величина расхода и его графическое изображение в произвольном масштабе.

Таблица 7.1

Расходы в гидроприводе

Гидродвигатель	Такты					
	1	2	3	4	5	6
A	$Q=$ 	$Q=0 \text{ л/мин}$ 	$Q=$ 	$Q=$ 	$Q=0 \text{ л/мин}$ 	$Q=$
B	$Q=0 \text{ л/мин}$ 	$Q=$ 	$Q=0 \text{ л/мин}$ 	$Q=$ 	$Q=$ 	$Q=0 \text{ л/мин}$
A+B	$Q=$ 	$Q=$ 	$Q=$ 	$Q=$ 	$Q=$ 	$Q=$

7.3. Расчёт количества масла в гидробаке

Для обеспечения стабильного теплового режима гидропривода необходим достаточный объём масла в гидробаке $V_{мб}$. Этот объём рассчитывается с учетом того, что потери мощности $N_{пот}$ в гидроприводе расходуются на нагрев масла:

$$V_{мб} = 27 \cdot 10^3 \sqrt{\left(\frac{N_{пот}}{\Delta t}\right)^3} \quad [л], \quad (7.8)$$

где $N_{пот}$ – потери мощности, кВт;

Δt – допустимое превышение температуры масла в баке над температурой среды, $^{\circ}\text{C}$. Величина Δt принимается обычно $35 \div 40$ $^{\circ}\text{C}$.

Величину потерь мощности $N_{\text{пот}}$ определяют по формуле:

$$N_{\text{пот}} = \frac{P_{\text{ном}} \cdot Q_{\text{ном}} (1 - \eta_{\text{гп}})}{60} \quad [\text{кВт}], \quad (7.9)$$

где $P_{\text{ном}}$ – номинальное давление, МПа ;

$Q_{\text{ном}}$ – номинальная подача насоса или насосной станции, л/мин .

$\eta_{\text{гп}}$ – КПД гидропривода, принимаемый равным $0,7 \div 0,85$.

Если полученный объём масла в баке превышает разумные пределы, то для его уменьшения необходимо использовать охладители масла.

8. ВЫБОР ГИДРОАППАРАТОВ

По данным, полученным в результате расчёта гидропривода, производится выбор всех гидроаппаратов, изображённых на принципиальной схеме гидропривода. Технические данные гидроаппаратов приведены в Приложении.

Насос выбирается на основе анализа графика изменения суммарного расхода в гидроприводе. Исходными данными для выбора насоса являются максимальный расход в гидроприводе и номинальное давление в гидроприводе.

Для покрытия утечек в гидроприводе необходимо, чтобы подача насоса (насосной станции) была на 5–10% больше максимального потребного расхода.

В схеме, изображённой на рис. 5.1, используется нерегулируемый насос, имеющий одну фиксированную подачу. Также возможно применение насоса с несколькими фиксированными подачами, насоса с регулированием по давлению, нескольких нерегулируемых насосов, суммарная подача кото-

рых обеспечивает максимальный потребный расход, а индивидуальные подачи – промежуточные и минимальный расходы.

Если отсутствует насос, обеспечивающий максимальный потребный расход, то необходимо использовать два насоса, суммарный потребный расход которых обеспечит необходимый расход. При этом в принципиальной схеме гидропривода необходимо два насоса подключить параллельно, с установкой после каждого насоса обратного клапана (см. п. 6.3).

Гидроаппараты (распределители, регуляторы потока, дроссели, дроссели с обратным клапаном, предохранительные клапаны, обратные клапаны, фильтры) выбираются с учётом расхода на том участке привода, где установлен аппарат. Номинальный расход через гидроаппарат должен быть не менее расхода на данном участке гидропривода. Рабочее давление гидроаппарата должно быть не меньше номинального давления привода.

По паспортным данным распределителя определяется его условный проход D_y , который равен диаметру трубопровода $d_{тр}$ на данном участке гидропривода.

Условным проходом D_y называется округленный до ближайшего значения из установленного ряда диаметр круга, площадь которого равна площади характерного проходного сечения канала устройства или площади проходного сечения присоединяемого трубопровода.

Вместе с выбранной маркой гидроаппарата должны быть указаны его технические характеристики.

Для гидропривода необходимо выбрать также марку индустриального масла. Вязкость масла при установившейся его температуре (50-55 °С) должна быть в пределах 20 ÷ 45 мм²/с. Причем для гидроприводов высокого давления следует выбирать масло с большей вязкостью (для уменьшения утечек), а для гидроприводов низкого давления – с меньшей вязкостью (для снижения гидравлических потерь).

9. ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ СИГНАЛОВ

9.1. Виды преобразователей

В системах автоматизации производственных процессов в качестве составных частей используются преобразователи различных видов и усилители сигналов.

Преобразователем называется устройство, преобразующее входную информацию по форме или по виду энергоносителя.

Существуют следующие виды преобразователей:

- функциональные;
- измерительные;
- преобразователи вида энергии.

Функциональными преобразователями называются устройства, преобразующие входную информацию в соответствии с заданным алгоритмом работы без изменения вида энергии.

Примерами функциональных преобразователей являются струйные дискретные и аналоговые элементы, турбулентные усилители и т. д.

Измерительными преобразователями называются устройства, преобразующие измеряемые физические величины в электрические, пневматические или гидравлические сигналы, содержащие информацию о значениях этих измеряемых величин.

По способу обработки информации измерительные преобразователи могут быть:

- дискретными;
- аналоговыми;
- импульсными.

Функциональные схемы измерительных преобразователей представлены на рисунках 9.1 – 9.3. На рисунках используются следующие условные обозначения:

ИП – измерительный преобразователь;

ЧЭ – чувствительный элемент;

ПУ – пороговое устройство (триггер Шмита);

УУ – управляющее устройство;

ИУ – исполнительное устройство;

УС – усилитель сигнала;

ПЧ – преобразователь частоты;

G – эталонный генератор частоты;

x – входная величина (линейное перемещение, давление, температура и т.д.);

y – выходная величина;

p_y – давление управления;

p_c – давление смещения;

k_y – коэффициент усиления;

$t_{и}$ – длительность импульса.

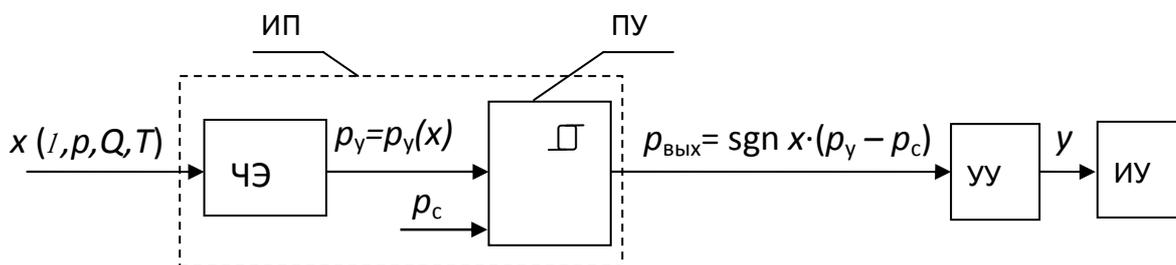


Рис. 9.1. Структурная схема системы управления с дискретным измерительным преобразователем

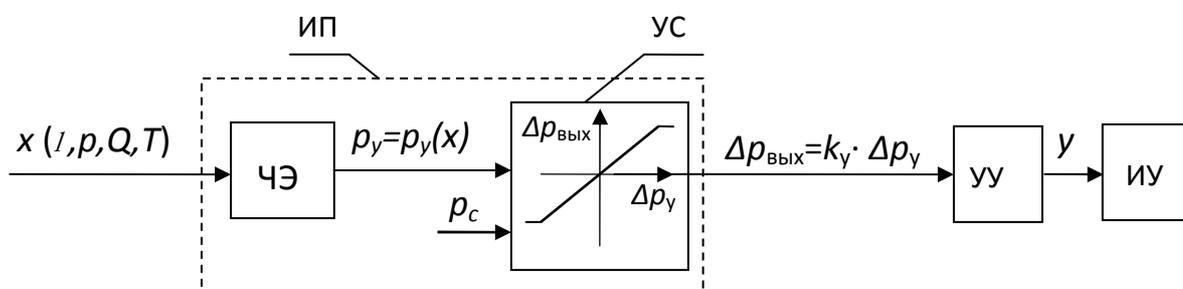


Рис. 9.2. Структурная схема системы управления с аналоговым измерительным преобразователем

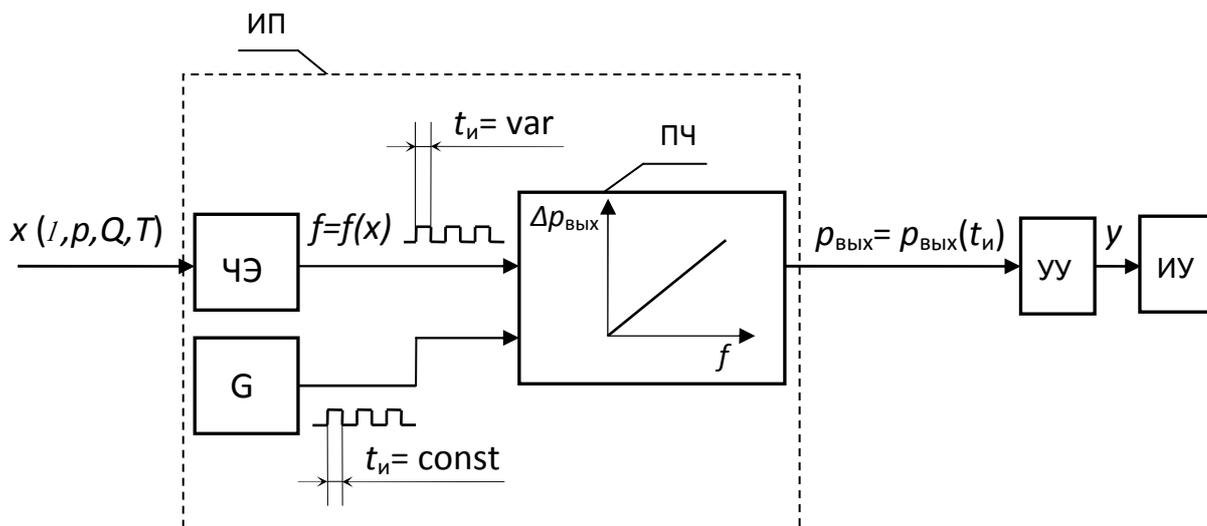


Рис. 9.3. Структурная схема системы управления с импульсным измерительным преобразователем

Одной из разновидностей измерительных преобразователей является преобразователь прямого действия, который состоит только из чувствительного элемента, и его выходной сигнал поступает в управляющее устройство без усиления и без преобразования по форме.

Чувствительными элементами струйных измерительных преобразователей являются струи газов и жидкостей, потоки в каналах и дросселях, использующие эффекты смены режимов течения (ламинарное – турбулентное) и другие аэрогидромеханические эффекты, которые вызывают изменение параметров струи, характеризующих её течение, в зависимости от изменения измеряемой физической величины (в первую очередь – давления и расхода).

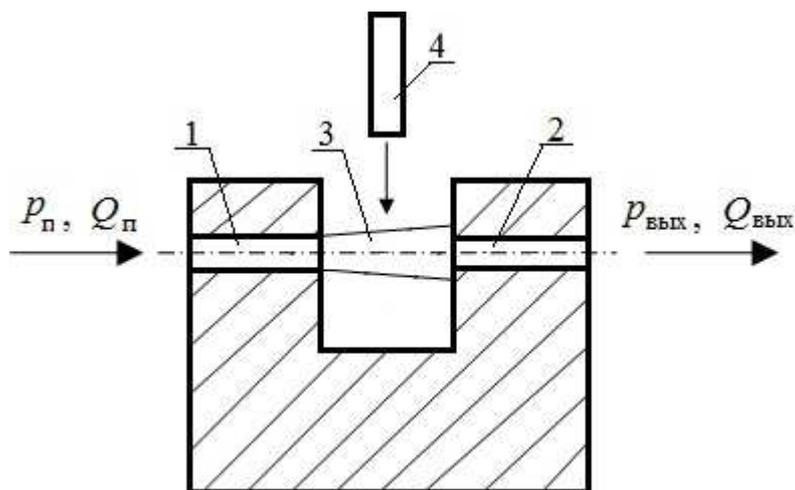
Преобразователи вида энергии преобразуют энергию одного вида в энергию другого вида.

Наиболее распространены пневмоэлектрические преобразователи, преобразующие пневматический сигнал в электрический, а также электропневматические, преобразующие электрический сигнал в пневматический. Существуют и более сложные преобразователи: термо-пнево-электрические, аку-

стико-пневмо-электрические и т.д. Преобразователи вида энергии могут быть как аналоговыми, так и дискретными.

9.2. Преобразователь линейного перемещения с прерыванием струи

Преобразователь линейного перемещения (датчик положения, путевой выключатель) с прерыванием струи изображён на рис. 9.4.



1 – питающий канал, 2 – приёмный канал, 3 – ламинарная струя, 4 - заслонка

Рис. 9.4. Преобразователь линейного перемещения с прерыванием струи

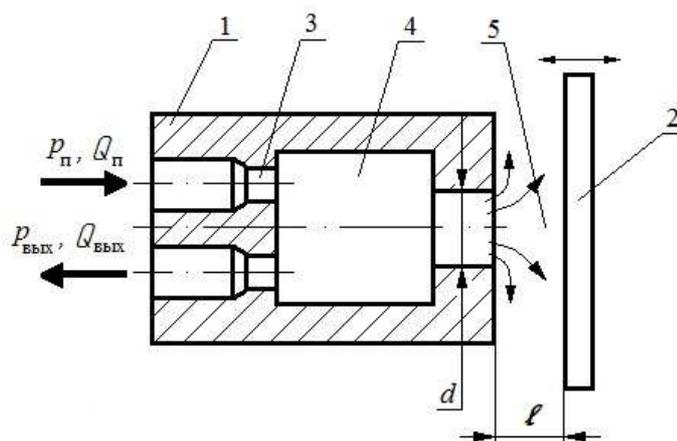
Работа преобразователя линейного перемещения с прерыванием струи (преобразователя «трубка – трубка») основана на передаче напора ламинарной струёй от питающего канала к приёмному, где кинетическая энергия струи преобразуется в потенциальную (давление).

Воздух питания поступает в питающий канал 1, на выходе этого канала формируется свободная ламинарная струя 3, попадающая в приёмный канал 2. На выходе приёмного канала 2 формируется дискретный сигнал «1» (наличие давления). Если заслонка 4 перемещается в область датчика, то струя прерывается и на выходе приёмного канала 2 формируется дискретный сигнал «0» (давление отсутствует).

Преобразователи линейного перемещения с прерыванием струи используются в качестве путевых датчиков положения движущихся объектов, для контроля наличия режущего инструмента (например, индикации факта поломки сверла) и т.д. и используются в качестве чувствительных элементов измерительных преобразователей дискретного типа.

9.3. Преобразователь линейного перемещения «нормальное сопло – заслонка»

Измерительные преобразователи этого типа широко применяются в системах пневмоавтоматики, в том числе в качестве преобразователя линейных перемещений. Схема преобразователя «нормальное сопло – заслонка» представлена на рисунке 9.5, его характеристика – на рисунке 9.6.



1 – сопло; 2 – заслонка; 3 – постоянный дроссель; 4 – рабочая камера;
5 – переменный дроссель

Рис. 9.5. Преобразователь «нормальное сопло – заслонка»

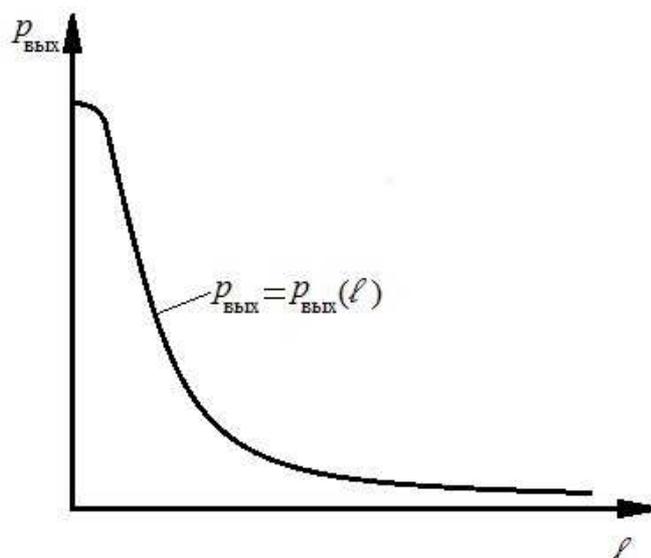


Рис. 9.6. Характеристика преобразователя «нормальное сопло – заслонка»

Заслонка может перемещаться относительно сопла (или наоборот). Буквой l обозначено расстояние между соплом и заслонкой.

Поток питания рабочей среды (воздуха), имеющий давление $p_{п}$ и расход $Q_{п}$ поступает на вход сопла и далее через постоянный дроссель 3, в рабочую камеру 4, из которой часть потока вытекает через переменный дроссель 5, образованный срезом атмосферного канала сопла, имеющего диаметр d , и заслонкой 2. Другая часть потока питания поступает на выход сопла и используется в качестве управляющего сигнала для следующего устройства в измерительной цепи.

Сопротивление постоянного дросселя определяется по формуле:

$$R_1 = \frac{P_{п} - P_{вых}}{Q_n},$$

Сопротивление переменного дросселя определяется по формуле:

$$R_2 = \frac{P_y - P_a}{Q_n - Q_{ВЫХ}},$$

где $p_{\text{п}}$, $Q_{\text{п}}$ – давление и расход в канале питания;

$p_{\text{вых}}$, $Q_{\text{вых}}$ – давление и расход в выходном канале;

p_a - атмосферное давление.

Поскольку сопротивление переменного дросселя R_2 зависит от расстояния между соплом и заслонкой l , то выходное давление сопла $p_{\text{вых}}$ есть мера расстояния между соплом и заслонкой.

Преобразователи «сопло – заслонка» называются также пневматическим (или гидравлическим, в случае, когда рабочее тело – жидкость) потенциометром по аналогии с электрическим потенциометром. Электрический потенциометр может изменять напряжение (разность электрических потенциалов), а пневматический потенциометр изменяет разность давлений на входе и выходе.

Для установившегося режима течения несжимаемой среды, то есть когда все расходы неизменны ($Q_i = \text{const}$), малой величины выходного расхода $Q_{\text{вых}}$ по сравнению с расходом питания $Q_{\text{п}}$ ($Q_{\text{вых}} \ll Q_{\text{п}}$), а также при некоторых других допущениях, имеем следующее выражение:

$$\frac{p_{\text{вых}} - p_a}{p_{\text{п}} - p_a} = \frac{1}{1 + \left(\frac{S_2}{S_1}\right)^2},$$

где S_1 – площадь проходного сечения постоянного дросселя;

S_2 – площадь проходного сечения переменного дросселя.

Данное уравнение алгебраически аналогично уравнению электрического потенциометра.

Преобразователи линейных перемещений типа «нормальное сопло – заслонка» обеспечивают очень высокую точность измерений на расстояниях до 0,2 диаметров канала ($l < 0,2d$).

9.4. Преобразователь линейного перемещения

«кольцевое сопло – заслонка»

Кольцевое сопло представляет собой цилиндрическое устройство, в котором выходной канал размещён по центру, а канал питания – по окружности. Схема преобразователя «кольцевое сопло – заслонка» представлена на рис. 9.7, его характеристика – на рис. 9.8.

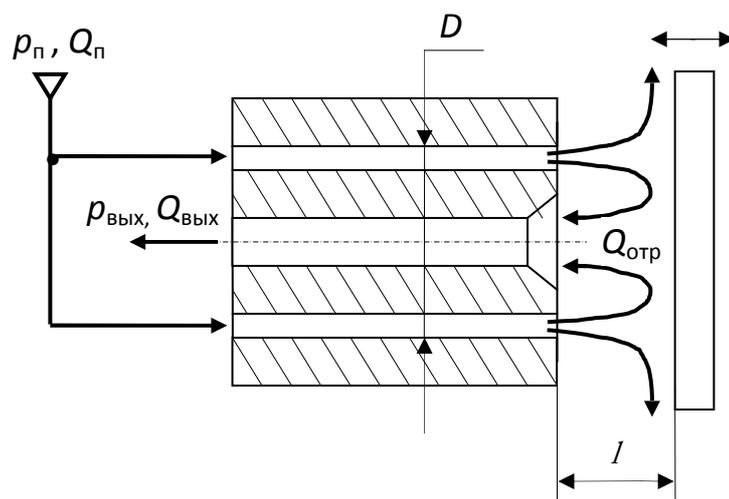


Рис. 9.7. Преобразователь линейных перемещений

«кольцевое сопло – заслонка»

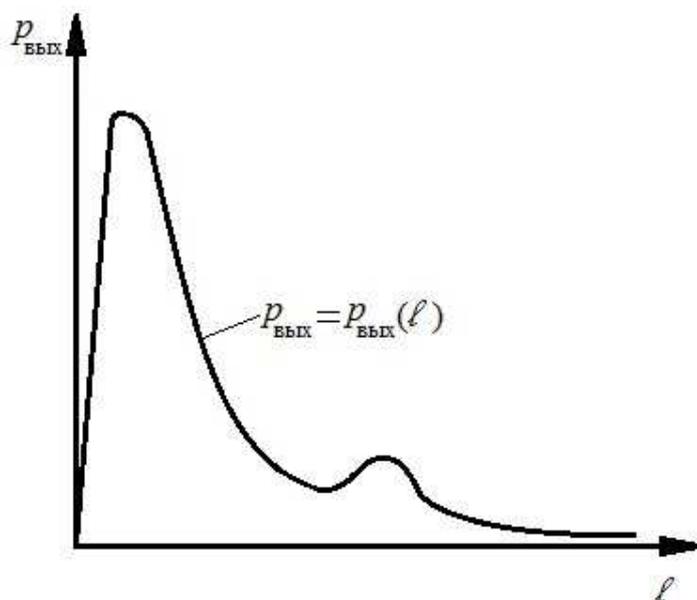


Рис. 9.8. Характеристика преобразователя линейных перемещений

«кольцевое сопло – заслонка»

Кольцевая струя воздуха на выходе из кольцевого сопла соударяется с заслонкой, часть этой струи уходит в атмосферу, а часть отражается и попадает в центральный канал. Давление на выходе кольцевого сопла есть мера расстояния l от среза кольцевого сопла до заслонки.

Преобразователи линейных перемещений типа «кольцевое сопло – заслонка», не имея строгой корреляционной связи между выходным давлением $p_{\text{вых}}$ и расстоянием l ввиду большой сложности аэромеханических процессов и изменении закономерностей течения при разных значениях l , обеспечивают большие расстояния измерения, чем преобразователи «нормальное сопло – заслонка» (до $l = D$, где D – диаметр кольцевого сопла).

10. ЛОГИЧЕСКИЕ ЭЛЕМЕНТЫ СТРУЙНОЙ ПНЕВМОАВТОМАТИКИ

10.1. Струйный логический элемент ИЛИ-НЕ

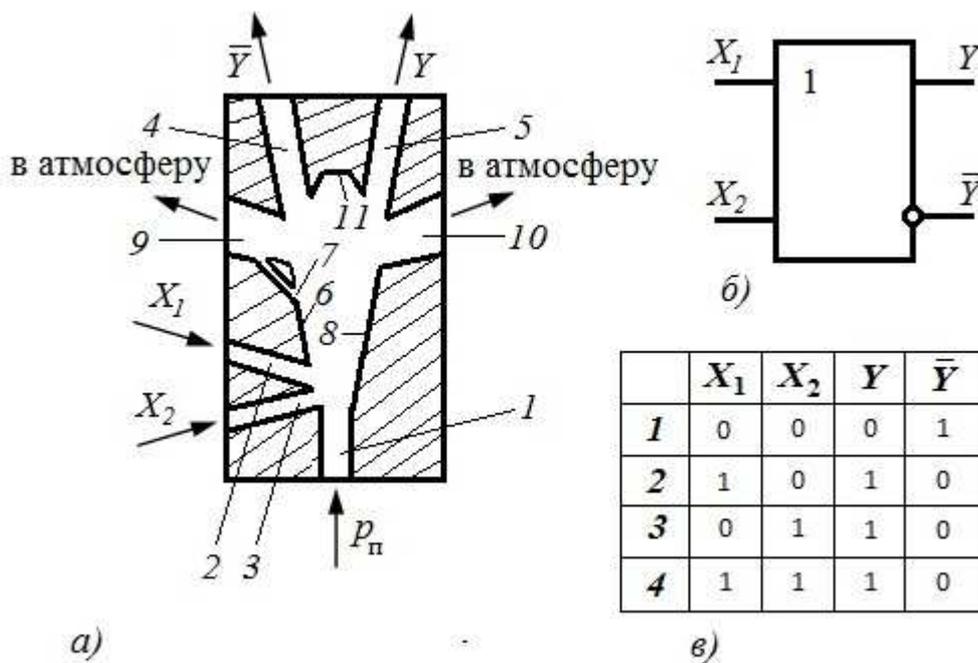
Устройство логического элемента ИЛИ-НЕ, условное обозначение и таблица состояний его входов и выходов показаны на рис. 10.1.

Выводы элементов подразделяют на несущие и не несущие логическую информацию. Выводы, несущие логическую информацию, подразделяют на прямые и инверсные. На прямом выводе двоичная переменная имеет значение «1», если сигнал на этом выводе в активном состоянии находится в состоянии «логическая 1» (далее – $LOC1$) в принятом логическом соглашении. На инверсном выводе двоичная переменная имеет значение «1», если сигнал на этом выводе в активном состоянии находится в состоянии «логический 0» (далее – $LOC0$) в принятом логическом соглашении.

Сигналы, приходящие на входы логических элементов и формируемые на их выходах, являются дискретными.

В канал питания 1 элемента ИЛИ-НЕ поступает воздух давлением $3\text{--}5$ кПа. При отсутствии на управляющих входах 2 и 3 сигналов ($X_1=0$,

$X_2=0$) струя воздуха из канала питания притягивается к стенке 6, на которой имеется перепускной канал 7. За счёт наличия этого канала давление вблизи стенки 6 меньше, чем давление вблизи стенки 8, поэтому струя притягивается и прилипает к стенке 6. Далее струя воздуха питания попадает в инверсный канал 4 и на выходе этого канала формируется сигнал «1» (давление есть, $\bar{Y}=1$). На выходе прямого канала 5 присутствует сигнал «0» (давления нет, $Y=0$, строка 1 в таблице состояний входных и выходных сигналов).



a – устройство элемента; *б* – условное обозначение; *в* – таблица состояний входов и выходов

X_1, X_2 – управляющие сигналы; Y – прямой выход; \bar{Y} – инверсный выход

Рис. 10.1. Струйный логический элемент ИЛИ-НЕ

Если в канал 2 поступает воздух, то есть управляющий сигнал $X_1=1$, то он сталкивается со струёй питания и перебрасывает струю питания к стенке 8. Струя питания прилипает к стенке 8 и выходит через прямой канал 5. Сигнал на прямом выходе 5 становится равным «1» ($Y=1$), а сигнал на инверсном выходе становится равным «0» ($\bar{Y}=0$) (строка 2 в таблице состояний).

При снятии управляющего сигнала ($X_1=0$) струя питания возвращается в исходное положение и прилипает к стенке 6 ($Y=0$, $\bar{Y}=1$, строка 1 в таблице состояний).

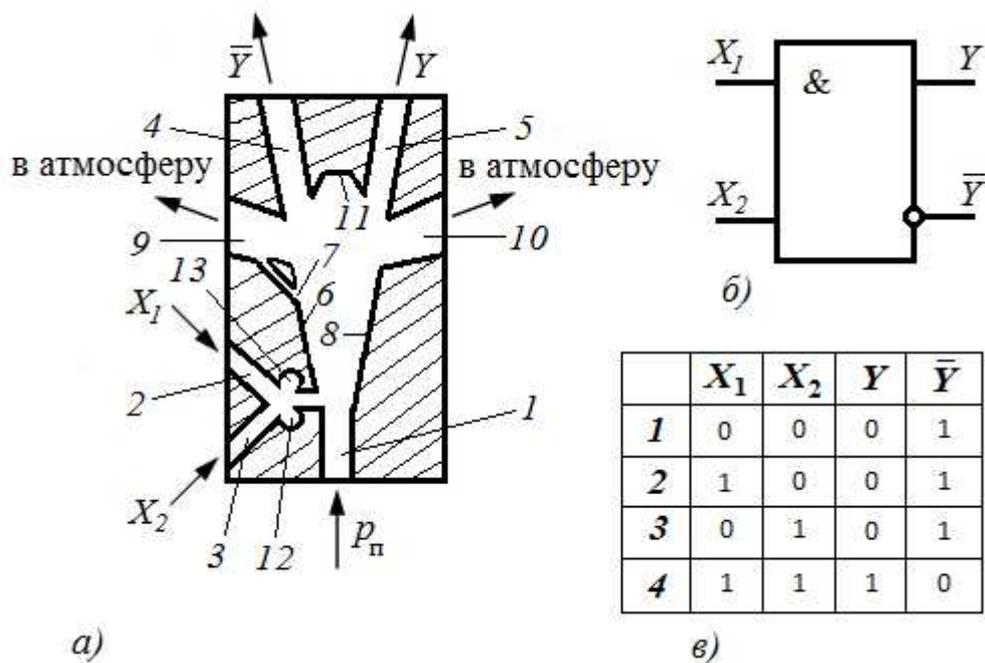
Если воздух поступает в канал 3, то есть управляющий сигнал $X_2=1$, то он также сталкивается со струёй питания и перебрасывает струю питания к стенке 8. Струя питания прилипает к стенке 8 и выходит через прямой канал 5. Сигнал на прямом выходе 5 становится равным «1» ($Y=1$), а сигнал на инверсном выходе становится равным «0» ($\bar{Y}=0$) (строка 3 в таблице состояний).

Если управляющие сигналы поступают на оба входа одновременно ($X_1=1$, $X_2=1$), то происходит то же самое и на выходах будут сигналы $Y=1$, $\bar{Y}=0$ (строка 4 в таблице состояний).

Атмосферные выходы 9 и 10 предназначены для удаления побочных завихрений. Дефлектор 11 способствует лучшему переключению струи питания.

10.2. Струйный логический элемент И-НЕ

Устройство логического элемента И-НЕ, условное обозначение и таблица состояний его входов и выходов показаны на рис. 10.2.



a – устройство элемента; *б* – условное обозначение; *в* – таблица состояний входов и выходов

X_1, X_2 – управляющие сигналы; Y – прямой выход; \bar{Y} – инверсный выход

Рис. 10.2. Струйный логический элемент И-НЕ

В канал питания *1* элемента И-НЕ поступает воздух давлением 3–5 *кПа*. При отсутствии на управляющих входах *2* и *3* сигналов ($X_1=0, X_2=0$) струя воздуха из канала питания притягивается к стенке *б*, на которой имеется перепускной канал *7*. За счёт наличия этого канала давление вблизи стенки *б* меньше, чем давление вблизи стенки *8*, поэтому струя притягивается и прилипает к стенке *б*. Далее струя воздуха питания попадает в инверсный канал *4* и на выходе этого канала формируется сигнал «1» (давление есть, $\bar{Y}=1$). На выходе прямого канала *5* присутствует сигнал «0» (давления нет, $Y=0$, строка **1** в таблице состояний входных и выходных сигналов).

Если в канал *2* поступает управляющий сигнал ($X_1=1$), то он попадает в камеру *12*, соединённую с атмосферой и переключения струи питания не происходит. Выходные сигналы не изменяются ($Y=0, \bar{Y}=1$, строка **2** в таблице состояний входных и выходных сигналов).

Если в канал *3* поступает управляющий сигнал ($X_2=1$), то он попадает в камеру *13*, соединённую с атмосферой и переключения струи питания не

происходит. Выходные сигналы не изменяются ($Y=0$, $\bar{Y}=1$, строка 3 в таблице состояний входных и выходных сигналов).

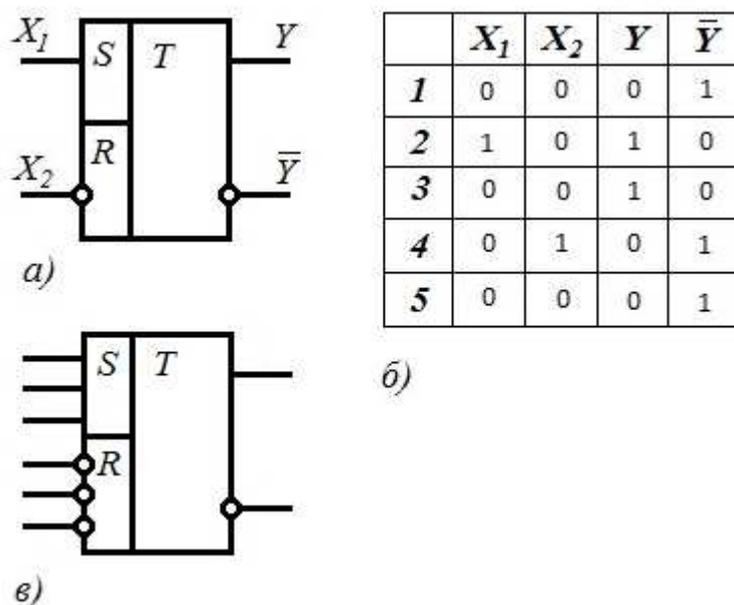
Если управляющие сигналы поступают одновременно на оба входа ($X_1=1$, $X_2=1$), то эти два потока сталкиваются и формируется результирующая струя, которая перебрасывает струю воздуха питания к стенке 8. На прямом выходе появляется сигнал «1», а на инверсном – «0» ($Y=1$, $\bar{Y}=0$, строка 4 в таблице состояний входных и выходных сигналов).

При снятии одного или обоих управляющих сигналов струя питания возвращается в исходное положение и прилипает к стенке 6 ($Y=0$, $\bar{Y}=1$).

Атмосферные выходы 9 и 10 предназначены для удаления побочных завихрений. Дефлектор 11 способствует лучшему переключению струи питания.

10.3. Струйный триггер с отдельными входами (RS-триггер)

Условное обозначение и таблица состояний входов и выходов RS-триггера показаны на рис. 10.3.



a – условное обозначение; *б* – таблица состояний входов и выходов RS-триггера; *в* – условное обозначение RS-триггера с шестью входами

Рис. 10.3. Струйный RS-триггер

Согласно ГОСТ 2.743-91 «Обозначения условные графические в схемах. Элементы цифровой техники» на прямом входе (выходе) двоичная переменная имеет значение «1», когда сигнал на этом входе (выходе) находится в состоянии, принятом за «единичное». На инверсном входе (выходе) двоичная переменная имеет значение 1, когда сигнал на этом входе (выходе) находится в состоянии, принятом за «нулевое».

RS-триггер запоминает сигналы, поданные на его входы, поэтому он может выполнять роль ячейки памяти.

В исходном состоянии, при отсутствии управляющих сигналов на входах триггера ($X_1=0, X_2=0$), на прямом выходе сигнал «0», на инверсном – «1» ($Y=0, \bar{Y}=1$, строка 1 в таблице состояний входных и выходных сигналов).

При подаче единичного сигнала ($X_1=1$) на вход *S* (от англ. *Set* – установить) триггер переключается и на прямом выходе появляется сигнал единичного уровня, а на инверсном – нулевого ($Y=1, \bar{Y}=0$, строка 2 в таблице состояний).

При снятии управляющего сигнала с входа *S* ($X_1=0$) состояние на выходах *RS*-триггера сохраняется ($Y=1, \bar{Y}=0$, строка 3 в таблице состояний).

При подаче единичного сигнала ($X_2=1$) на вход *R* (от англ. *Reset* – сбросить) триггер снова переключается и на прямом выходе появляется сигнал нулевого уровня, а на инверсном – единичного ($Y=0, \bar{Y}=1$, строка 4 в таблице состояний).

При снятии управляющего сигнала с входа *R* ($X_2=0$) состояние на выходах *RS*-триггера сохраняется ($Y=0, \bar{Y}=1$, строка 5 в таблице состояний).

Одновременная подача на входы *S* и *R* сигналов единичного уровня не допускается, так как *RS*-триггер будет работать некорректно.

Струйные логические элементы могут иметь несколько входов. На рис. 8.3а показан *RS*-триггер с шестью входами, три из которых работают на включение, а три на выключение.

11. СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМ ОБОРУДОВАНИЕМ

11.1. Управление гидроприводом

Технологический процесс изготовления детали или изделия на машинах-автоматах (станках, роботах и другом оборудовании) подразделяется на ряд последовательных операций. Выполнение отдельной операции обеспечивается элементарным приводом, который соответствует определённому рабочему органу. В состав элементарного привода входят путевые выключатели, определяющие положение рабочего органа, и распределительные устройства, предназначенные для подачи рабочего тела в полости цилиндров или моторов в соответствии с поступающими на входы распределителей сигналами.

Сигналы, поступающие от путевых выключателей, и сигналы от управляющего устройства (струйного контроллера) являются дискретными, то есть могут принимать лишь два значения: «0» (давления воздуха нет) и «1» (давление воздуха есть). На рисунке 9.1 показано управление приводами, для которых двигателями служат пневматические или гидравлические цилиндры. Положение рабочих органов контролируется с помощью струйных путевых выключателей a_1, a_2, a_3 , управление осуществляется контроллером.

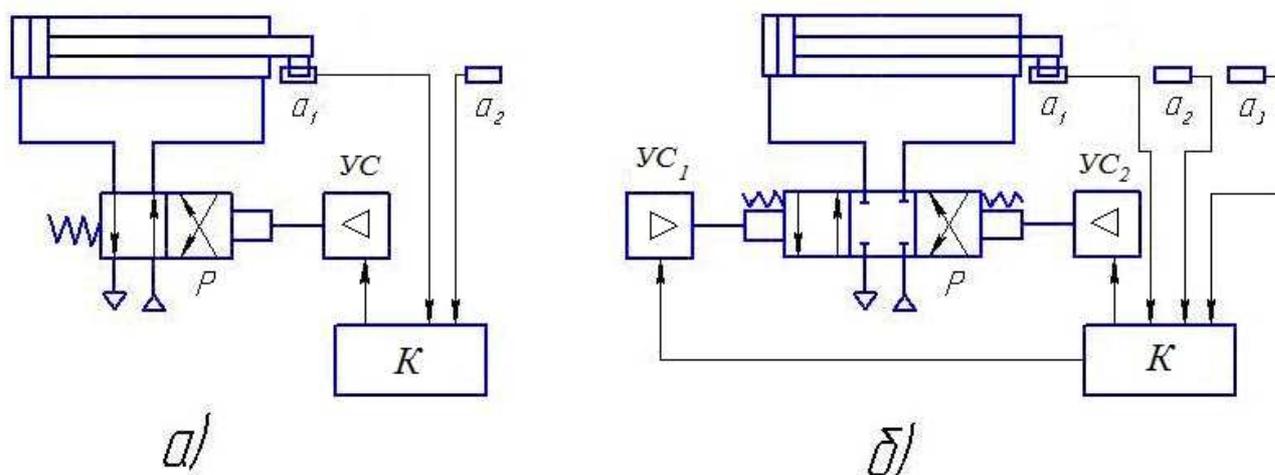


Рис. 11.1. Управление гидродвигателями

Для привода, приведенного на рисунке 11.1а, позиция распределителя P зависит от значения управляющего сигнала, поступающего на его вход. Управляющий сигнал от пневматического струйного контроллера K усиливается усилителем давления $УС$, и поступает на вход распределителя P . Например, если сигнал «0», то распределитель под действием пружины перемещен в крайнее правое положение, и рабочая среда поступает в штоковую полость цилиндра. Шток цилиндра находится в исходном положении. При сигнале «1» распределитель занимает крайнее левое положение, при этом рабочая среда поступает в поршневую полость, и шток цилиндра перемещается в крайнее правое положение.

Шток в начале и в конце хода взаимодействует с путевыми выключателями a_1 и a_2 , сигналы от которых принимают значение «0» или «1» в зависимости от положения рабочего органа. Эти сигналы поступают на входы контроллера.

В приводе на рис. 11.1.б используется трехпозиционный распределитель, управление которым осуществляется включением и выключением усилителей $УС_1$ и $УС_2$, усиливающих единичные сигналы, поступающие из контроллера.

Путевые выключатели могут быть пневматическими струйными (бесконтактными), пневматическими контактными или электрическими индукционными, электроконтактными. Контроллер может быть реализован на струйных, релейных или электронных элементах.

Распределители могут иметь пневматическое управление от усилителей управляющих сигналов или управление от электромагнитов. Роль датчиков могут выполнять и другие устройства, функционально эквивалентные путевым (конечным) выключателям: реле скорости, реле давления, реле температуры, реле уровня и др.

Управляющее устройство пневмогидравлической системы управления должно обеспечивать:

- работу привода технологического оборудования в ручном, автоматическом и полуавтоматическом режимах в соответствии с заданным циклом;
- защиту и блокировки привода;
- связь оператора с системой управления и машиной при помощи органов ручного управления и устройств индикации.

11.2. Элементный способ реализации системы управления циклом работы пневмопривода $A+$; $A-$.

- 1) Требуется обеспечить возвратно-поступательное движение пневоцилиндра « A » в автоматическом режиме.
- 2) Начало и конец работы пневопривода осуществляется нормально закрытыми кнопками K_n – «Пуск» и K_c – «Стоп».
- 3) Контроль положения штока цилиндра « A » осуществляется путевыми выключателями с прерыванием струи: a_1 – исходное положение, a_2 – крайнее правое положение штока.
- 4) Управление пневмоцилиндром « A » осуществляется двухпозиционным распределителем P с пружинным возвратом.
- 5) Переключение распределителя P производится усилителем давления $УС$.

Запишем цикл работы: $A+$; $A-$.

Данный цикл можно реализовать с помощью пневмопривода, изображенного на рис. 11.2.

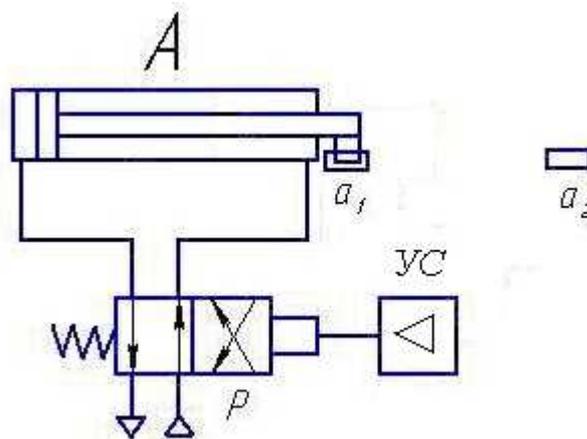


Рис. 11.2. Схема пневмопривода для реализации цикла $A+$; $A-$.

Для построения системы управления на первом этапе составляется таблица состояний входных (путевых выключателей a_1 , a_2 , органов ручного управления K_{Π} , K_C) и выходных (усилитель давления $УС$) устройств (табл. 11.1).

Для реализации первого такта ($A+$) необходимо чтобы шток цилиндра находился в исходном (крайнем левом) положении, при этом сигнал от датчика a_1 равен «0». Нажимается кнопка «Пуск» K_{Π} , сигнал от нее, равный «1», должен быть запомнен триггерной ячейкой памяти (для того чтобы исключить возврат штока в исходное положение при отпускании кнопки «Пуск»). На усилитель $УС$ должен быть подан сигнал «1». Запишем эти условия в таблицу состояний входов и выходов.

Таблица 11.1

Состояния входных и выходных устройств

Номер такта	Входные устройства				Доп.условия	Выходные устройства	Операция
	a_1	a_2	K_{Π}	K_C	память K_{Π}	$УС$	
1	0		1		1	1	$A+$
2		0			1	0	$A-$
				1	0	0	Стоп

Усиленный сигнал с усилителя включает пневмораспределитель P , который перемещается в крайнее левое положение, при этом воздух из пневмосети поступает в поршневую полость пневмоцилиндра и шток перемещается вправо.

Второй такт ($A-$) начнет осуществляться, когда шток достигнет путевого выключателя a_2 , при этом сигнал с выхода a_2 становится равным «0». На усилитель приходит сигнал «0» и он отключается, при этом распределитель под действием пружины возвращается в крайнее правое положение. Воздух из пневмосети поступает в штоковую полость, перемещая шток влево, при

этом воздух из поршневой полости выбрасывается в атмосферу или в канализацию. В триггерной ячейке памяти, по-прежнему, записана «1». Запишем эти условия во вторую строку таблицы.

При достижении концом штока путевого выключателя a_1 цикл повторяется и работа привода осуществляется в автоматическом режиме.

При нажатии на кнопку «Стоп» на ее выходе появляется сигнал «1», на выходе ячейки памяти появляется «0», сигнал на усилитель – «0», распределитель выключается (если был включен), шток пневмоцилиндра возвращается в исходное положение и пневмопривод останавливается. Запишем эти условия в третью строку таблицы состояний.

Теперь, на основании таблицы состояний входов и выходов, можно составить принципиальную схему системы управления пневмоприводом.

На рисунке 11.3 представлена схема системы управления, реализующей заданный цикл. Схема построена на струйных дискретных элементах ИЛИ-НЕ и триггерах с отдельными входами, в качестве путевых выключателей используются струйные датчики с прерыванием струи. Управляющий сигнал от струйного элемента усиливается до 0,2– 0,3 МПа в усилителе давления УС.

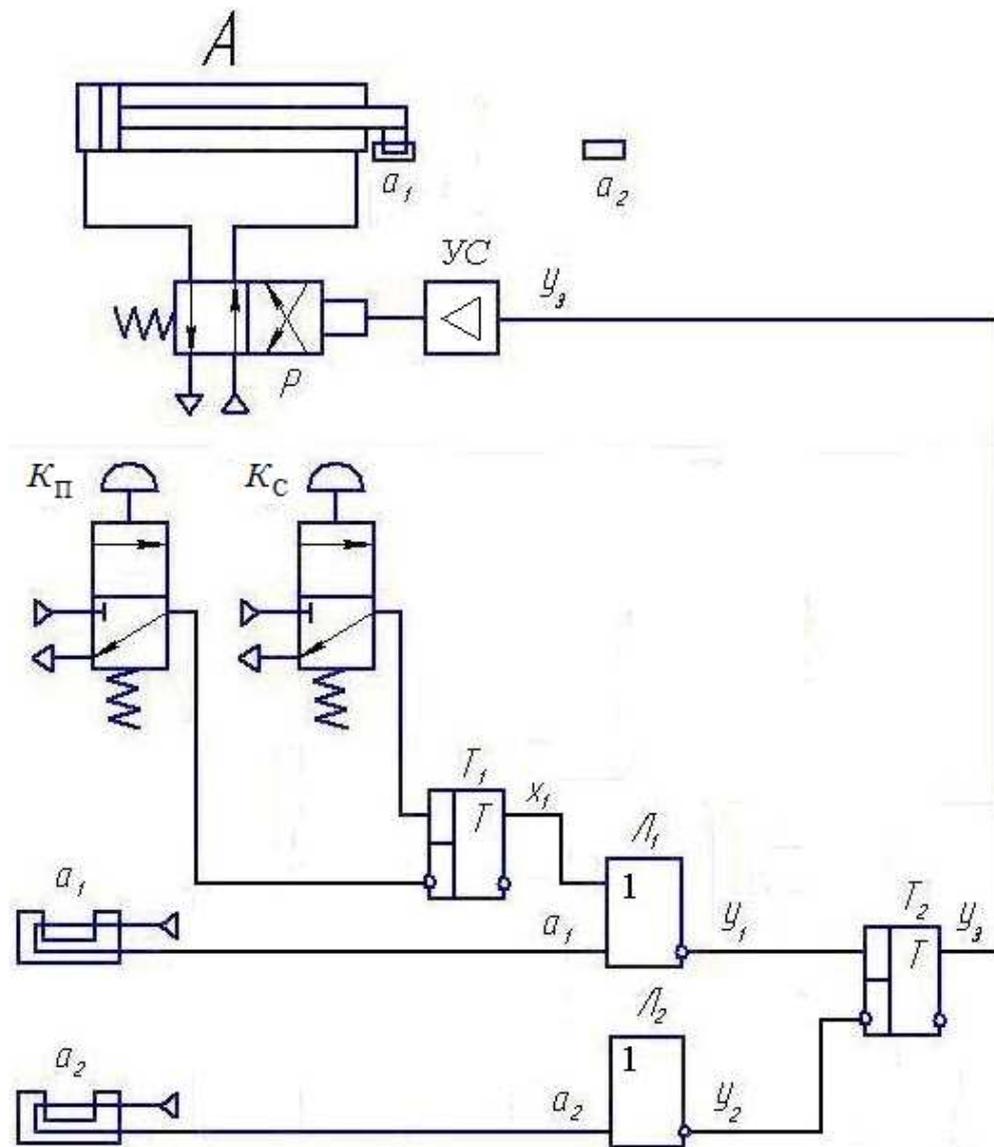


Рис. 11.3 Принципиальная схема системы управления циклом $A+$; $A-$.

Описание работы системы управления циклом $A+$; $A-$.

При нажатии на кнопку «Пуск» (K_{II}) на инверсный вход триггера T_1 подается сигнал «1», триггер переключается и на его прямом выходе появляется сигнал $x_1 = \langle 0 \rangle$.

Если сигнал от датчика a_1 тоже равен «0», то на инверсном выходе логического элемента L_1 («ИЛИ-НЕ») появляется сигнал $y_1 = \langle 1 \rangle$. Этим сигналом триггер T_2 переключается и сигнал на его прямом выходе y_3 становится равным «1». Этот сигнал усиливается в усилителе $УС$ до значения 0,2 – 0,3 МПа и включает пневмораспределитель P , который соединяет линию подачи

воздуха с поршневой полостью пневмоцилиндра A . Поршень со штоком перемещаются вправо. При этом сигнал a_1 становится равным «1», сигнал $y_1 =$ «0», но триггер T_2 удерживает сигнал $y_3 =$ «1».

Как только конец штока достигает путевого выключателя a_2 то значение сигнала от a_2 становится «0», при этом сигнал y_2 с инверсного выхода логического элемента L_2 («ИЛИ-НЕ») становится равным «1», поступает на инверсный вход триггера T_2 и переключает этот триггер. При этом сигнал y_3 становится равным «0», распределитель P под действием пружины возвращается в исходное положение и соединяет линию подачи воздуха со штоковой полостью пневмоцилиндра, а поршневая полость соединяется с выходом в атмосферу. Шток цилиндра возвращается в исходное положение. В момент достижения концом штока конечного выключателя a_1 сигнал от него становится «0», а сигнал x_1 по-прежнему удерживается триггером T_1 ($x_1 =$ «0»). Цикл повторяется.

При нажатии на кнопку «Стоп» (K_C) сигнал «1» с выхода этой кнопки поступает в верхний вход триггера T_1 , триггер переключается ($x_1 =$ «1») и запрещается дальнейшая работа схемы. После того как шток вернётся в исходное положение, работа пневмопривода прекращается.

11.3. Элементный способ реализации системы управления циклом работы $A+$; $B+$; $B-$; $A-$.

Рассмотрим реализацию пневматической или гидравлической системой управления циклом $A+$; $B+$; $B-$; $A-$. Привод (рис. 11.4) содержит два двигателя – цилиндры A и B , которые должны выполнять заданную последовательность движений $A+$; $B+$; $B-$; $A-$.

Положение рабочих органов контролируется датчиками положения с прерыванием струи a_1 , a_2 , b_1 и b_2 .

Пуск и останов системы производится нормально-закрытыми кнопками «Пуск» (K_P) и «Стоп» (K_C).

Управление цилиндрами осуществляется двухпозиционными распределителями P_1 и P_2 с пружинным возвратом, переключение которых обеспечивается усилителями давления $УС_1$ и $УС_2$.

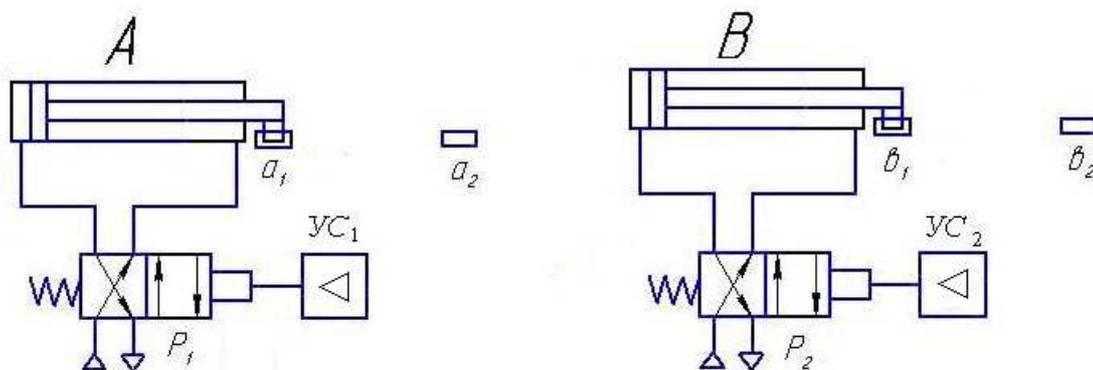


Рис. 11.4. Принципиальная схема привода для реализации цикла $A+$; $B+$; $B-$; $A-$.

Составляем таблицу состояний входных и выходных устройств (табл. 11.2). Для этого в таблицу заносим значения сигналов следующим образом.

Таблица 11.2

Состояния входных и выходных устройств

Такты	Входные устройства						Доп. условия	Выходные устройства		Операция
	a_1	a_2	b_1	b_2	K_{II}	K_C	Память K_{II}	$УС_1$	$УС_2$	
1	0		0		1		1	1	0	$A+$
2		0	0				1	1	1	$B+$
3		0		0			1	1	0	$B-$
4		0	0				1	0	0	$A-$
						1	0	0	0	Стоп

Первый такт: ($A+$) (строка 1).

Для реализации первого такта должны выполняться следующие условия: штоки цилиндров A и B находятся в исходном положении (втянуты), концы

штоков находятся в зоне действия датчиков положения a_1 и b_1 . Поскольку используются датчики с прерыванием струи, то сигналы, поступающие от них (при попадании в их зону действия конца штока) в систему управления имеют значение «0» ($a_1=0, b_1=0$). 1). Сигналы единичного уровня от датчиков положения нас не интересуют, поэтому в таблицу их не записываем.

При нажатии на кнопку «Пуск» от неё в систему управления поступает сигнал «1» ($K_{\Pi}=1$). Чтобы при отпускании кнопки «Пуск» работа гидропривода не остановилась, необходимо запомнить, что кнопка «Пуск» была нажата. Это должно выдерживаться в течение всего цикла работы. Для этого в столбец «Память K_{Π} » записываем 1 для всех тактов.

На усилитель $УС_1$ от контролера поступает сигнал «1» ($УС_1=1$) и шток цилиндра A выдвигается. Реализуется операция $A+$.

(Эти условия внесём в первую строку таблицы состояний).

Второй такт: ($B+$) (строка 2).

При достижении концом штока цилиндра A датчика положения a_2 от него в систему управления поступает сигнал «0» ($a_2=0$). Конец штока цилиндра B по-прежнему находится возле датчика b_1 ($b_1=0$). При этом сигнал единичного уровня должен поступить на усилитель $УС_2$ ($УС_2=1$). Шток цилиндра B выдвинется и его конец попадёт в зону действия датчика положения b_2 . Реализуется операция $B+$. (Эти условия надо внести во вторую строку таблицы состояний).

Третий такт: ($B-$).

При достижении концом штока цилиндра B датчика положения b_2 от него в систему управления поступает сигнал «0» ($b_2=0$). Конец штока цилиндра A по-прежнему находится возле датчика a_2 ($a_2=0$). При этом на усилителе $УС_2$ должен появиться сигнал нулевого уровня ($УС_2=0$). Шток цилиндра B должен втянуться и его конец попадёт в зону действия датчика положения b_1 . Реализуется операция $B-$. (Эти условия надо внести в третью строку таблицы состояний).

Четвёртый такт: (A–).

При достижении концом штока цилиндра B датчика положения b_1 от него в систему управления поступает сигнал «0» ($b_1=0$). Конец штока цилиндра A по-прежнему находится возле датчика a_2 ($a_2=0$). При этом на усилителе $УС_1$ должен появиться сигнал нулевого уровня ($УС_1=0$). Шток цилиндра A должен втянуться и его конец попадёт в зону действия датчика положения a_1 . Реализуется операция $A-$. (Эти условия надо внести в четвёртую строку таблицы состояний).

Операция «Стоп».

Для того чтобы прервать работу гидропривода (при любом положении штоков цилиндров) необходимо нажать на кнопку «Стоп», от которой в контроллер пойдёт сигнал «1» ($K_C=1$). При этом управляющие сигналы на всех усилителях должны принять нулевое значение ($УС_1=0$, $УС_2=0$). Штоки цилиндров A и B вернуться в исходное положение (втянутся) и гидропривод остановится. Реализуется операция «Стоп». (Эти условия надо внести в пятую строку таблицы состояний).

На основании таблицы состояний входных и выходных устройств составляется принципиальная схема системы управления приводом (рис. 11.5).

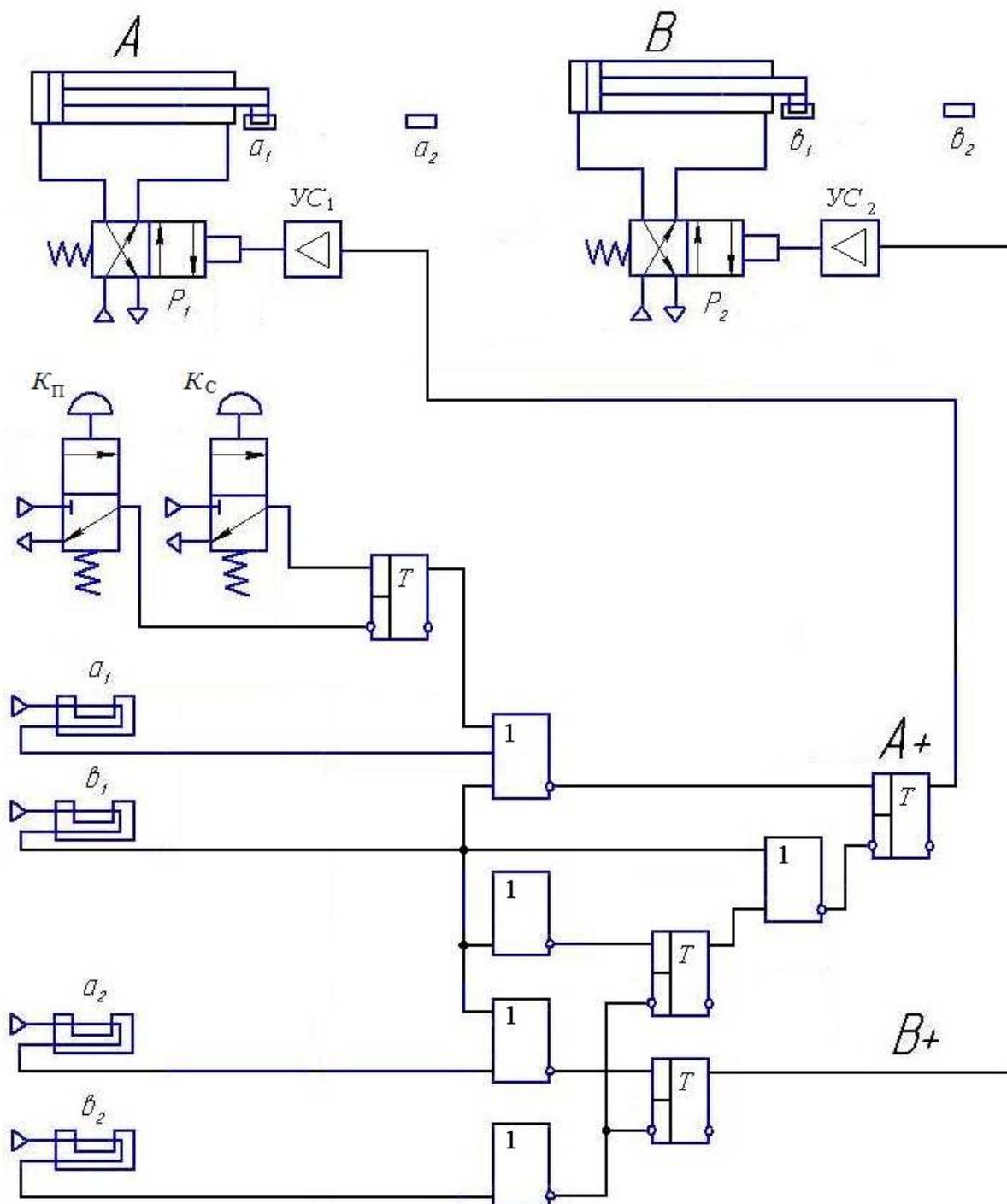


Рис. 11.5 Принципиальная схема системы управления циклом $A+; B+; B-; A-$.

11.4. Агрегатный способ реализации системы управления циклом работы $A+; B+; B++; B-; A-$.

Агрегатный способ построения состоит в том, что система управления представляется в виде совокупности взаимодействующих стандартных ком-

бинационных и последовательностных устройств пневмогидроавтоматики. Такой подход существенно упрощает проектирование систем управления, хотя и связан с некоторой элементной избыточностью по сравнению с элементным методом.

Сущность агрегатного метода построения системы управления на элементах пневмогидроавтоматики заключается в следующем:

- каждый такт выполняется стандартным цифровым блоком, состоящим из входного логического элемента И-НЕ и *RS*-триггера (на рис. 9.6 обведён штриховой линией);
- на каждый усилитель имеется свой управляющий *RS*-триггер;
- работа системы в последующем такте подготавливается сигналом о выполнении предыдущего такта;
- включение последующего такта запрещает работу системы управления в предыдущем такте;
- последний блок системы управления является предыдущим для первого блока.

Составим схему пневмогидравлической системы управления, реализующей цикл *A+* (зажим); *B+* (быстрый подвод); *B++* (рабочая подача); *B-* (отвод) и *A-* (разжим).

Система управления состоит из двух двигателей – цилиндров *A* и *B*, выполняющих заданную последовательность работы. В качестве датчиков положения для контроля местонахождения конца штоков (a_1, a_2, b_1, b_2, b_3) используются элементы «кольцевое сопло – заслонка». Они выдают сигналы противоположные сигналам датчика с прерыванием струи. Выходной сигнал датчика «кольцевое сопло – заслонка» имеет значение «1» при нахождении конца штока в зоне действия этого датчика.

Запуск и останов системы производится кратковременными воздействиями на нормально-закрытые кнопки «Пуск» (K_P) и «Стоп» (K_C).

Составим таблицу состояний входных и выходных устройств (табл. 11.3).

Таблица 11.3

Таблица состояний входных и выходных устройств

Такты	Входные устройства							Доп. условия	Выходные устройства			Операция
	a_1	a_2	b_1	b_2	b_3	K_{Π}	K_C	Память K_{Π}	$УС_1$	$УС_2$	$УС_3$	
1	1		1			1		1	1	0	0	$A+$
2		1	1					1	1	1	0	$B+$
3		1		1				1	1	1	1	$B++$
4		1			1			1	1	0	0	$B-$
5		1	1					1	0	0	0	$A-$
								0	0	0	0	Стоп

Первый такт: ($A+$) (строка 1).

Для реализации первого такта должны выполняться следующие условия: штоки цилиндров A и B находятся в исходном положении (втянуты), концы штоков находятся в зоне действия датчиков положения a_1 и b_1 . Поскольку в качестве датчиков используются элементы «сопло – заслонка», то сигналы, поступающие от них (при попадании в их зону действия конца штока) в систему управления, имеют значение «1» ($a_1=1$, $b_1=1$). Сигналы нулевого уровня от датчиков положения нас не интересуют, поэтому в таблицу их не записываем.

При нажатии на кнопку «Пуск» от неё в систему управления поступает сигнал «1» ($K_{\Pi}=1$). Чтобы при отпуске кнопки «Пуск» работа гидропривода не остановилась, необходимо запомнить, что кнопка «Пуск» была нажата. Это должно выдерживаться в течение всего цикла работы. Для этого в столбец «Память K_{Π} » записываем 1 для всех тактов.

На усилитель $УС_1$ от контролера поступает сигнал «1» ($УС_1=1$) и шток цилиндра A выдвигается с быстрой скоростью. Реализуется операция $A+$.

(Эти условия внесём в первую строку таблицы состояний).

Второй такт: ($B+$) (строка 2).

При достижении концом штока цилиндра A датчика положения a_2 от него в систему управления поступает сигнал «1» ($a_2=1$). Конеч шток цилиндра B по-прежнему находится возле датчика b_1 ($b_1=1$). При этом сигнал единичного уровня должен поступить на усилитель UC_2 ($UC_2=1$). Шток цилиндра B выдвинется с быстрой скоростью и его конец попадёт в зону действия датчика положения b_2 . Реализуется операция $B+$. (Эти условия надо внести во вторую строку таблицы состояний).

Третий такт: ($B++$).

При достижении концом штока цилиндра B датчика положения b_2 от него в систему управления поступает сигнал «1» ($b_2=1$). Конеч шток цилиндра A должен по-прежнему находиться возле датчика a_2 ($a_2=1$). При этом на усилителях UC_1 и UC_2 сигнал единичного уровня сохраняется ($UC_1=1, UC_2=1$). На усилителе UC_3 должен появиться сигнал единичного уровня ($UC_3=1$). Шток цилиндра B должен продолжать выдвигаться с медленной скоростью и его конец попадёт в зону действия датчика положения b_3 . Реализуется операция $B++$. (Эти условия надо внести в третью строку таблицы состояний).

Четвёртый такт: ($B-$).

При достижении концом штока цилиндра B датчика положения b_3 от него в систему управления поступает сигнал «1» ($b_3=1$). Конеч шток цилиндра A по-прежнему находится возле датчика a_2 ($a_2=1$). При этом на усилителе UC_1 сигнал единичного уровня сохраняется ($UC_1=1$), а на усилителях UC_2 и UC_3 должны появиться сигналы нулевого уровня ($UC_2=0, UC_3=0$). Шток цилиндра B должен втянуться с быстрой скоростью и его конец попадёт в зону действия датчика положения b_1 . Реализуется операция $B-$. (Эти условия надо внести в четвёртую строку таблицы состояний).

Пятый такт: (A-).

При достижении концом штока цилиндра B датчика положения b_1 от него в систему управления поступает сигнал «1» ($b_1=1$). Конеч шток цилиндра A по-прежнему находится возле датчика a_2 ($a_2=1$). При этом на усилителе $УС_1$ должен появиться сигнал нулевого уровня ($УС_1=0$). Шток цилиндра A должен втянуться и его конец попадёт в зону действия датчика положения a_1 . Реализуется операция $A-$. (Эти условия надо внести в пятую строку таблицы состояний).

Операция «Стоп».

Для того чтобы прервать работу гидропривода (при любом положении штоков цилиндров) необходимо нажать на кнопку «Стоп», от которой в контроллер пойдёт сигнал «1» ($K_C=1$). При этом управляющие сигналы на всех усилителях должны принять нулевое значение ($УС_1=0$, $УС_2=0$, $УС_3=0$). Штоки цилиндров A и B вернуться в исходное положение (втянутся) с быстрой скоростью и гидропривод остановится. Реализуется операция «Стоп». (Эти условия надо внести в пятую строку таблицы состояний).

На основании таблицы состояний входных и выходных устройств составляется принципиальная схема пневматической струйной системы управления циклом $A+;B+;B++;B-;A-$ (рис. 11.6).

Описание работы системы управления циклом $A+;B+;B++;B-;A-$.

В исходном положении штоки цилиндров втянуты, и сигналы от датчиков положения a_1 , b_1 имеют значение «1», Эти сигналы единичного уровня поступают на входы логического элемента $Л_1$. Также на вход этого элемента поступает сигнал «1» от триггера T_9 , который разрешает работу первого такта.

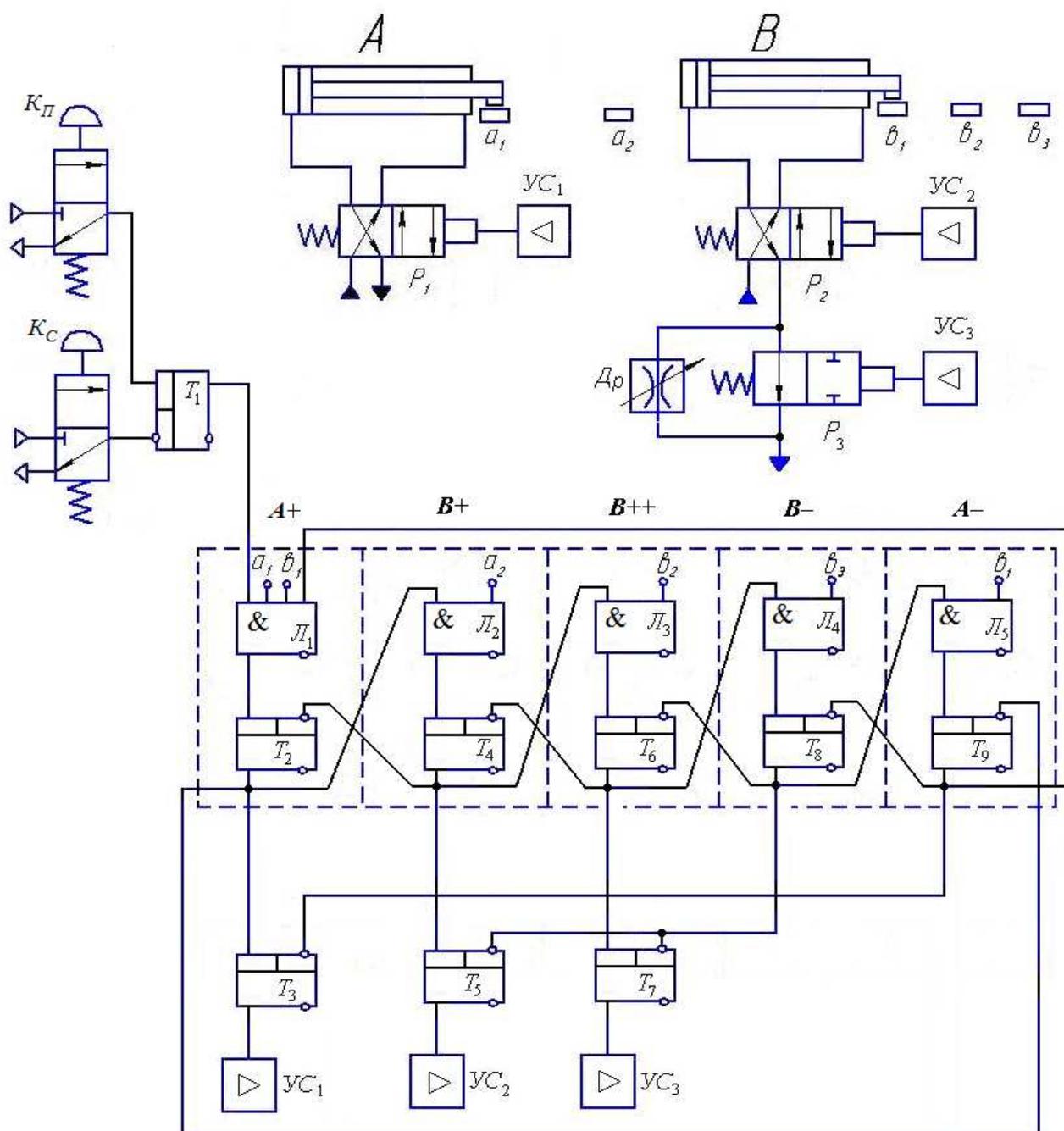


Рис. 11.6 Принципиальная схема системы управления циклом
 $A+; B+; B++; B-; A-$.

При нажатии на кнопку «Пуск» (K_{II}) на прямой вход триггера T_1 подается сигнал «1», триггер переключается и на его прямом выходе появляется сигнал «1», который поступает на вход логического элемента L_1 . Так как на всех четырех входах этого элемента И-НЕ присутствуют сигналы «1», то на

его прямом выходе формируется сигнал «1», который поступает на прямой вход RS-триггера T_2 . На прямом выходе триггера T_2 появляется сигнал «1». Этот единичный сигнал поступает на прямой вход триггера T_3 , на прямом выходе которого формируется сигнал «1», включающий усилитель $УС_1$. В усилителе $УС_1$ этот сигнал усиливается до значения $0,2 - 0,3 \text{ МПа}$ и включает распределитель P_1 (золотник распределителя смещается по схеме влево), при этом масло от насоса попадает в поршневую полость цилиндра A , и его шток выдвигается. Также сигнал «1» с выхода триггера T_2 поступает на вход логического элемента L_2 , подготавливая работу второго такта. Кроме того сигнал «1» с выхода триггера T_2 поступает на инверсный вход триггера T_9 , тем самым запрещая работу предыдущего пятого такта.

Когда шток цилиндра A дойдёт до путевого выключателя a_2 , сигнал «1» с него поступит на логический элемент L_2 (И-НЕ) и начнётся работа второго такта. Сигнал «1» с элемента L_2 переключает триггер T_4 , сигнал «1» с прямого выхода которого поступает на инверсный вход триггера T_2 , запрещая работу первого такта; также этот сигнал поступает на вход логического элемента L_3 , подготавливая работу третьего такта. Также этим сигналом переключается триггер T_5 и включается усилитель $УС_2$. Усилитель $УС_2$ переключает распределитель P_2 (по схеме сдвигая его влево), при этом масло от насоса попадает в поршневую полость гидроцилиндра B и его шток выдвигается с быстрой скоростью.

Когда шток цилиндра B дойдёт до путевого выключателя b_2 , сигнал «1» с него поступит на логический элемент L_3 (И-НЕ) и начнётся работа третьего такта. Включается усилитель $УС_3$ и перемещает золотник распределителя P_3 по схеме влево. Масло, вытекая из штоковой полости гидроцилиндра B проходит через дроссель (проходное сечение которого меньше, чем сечение основного трубопровода) и шток цилиндра B выдвигается дальше с медленной скоростью.

Когда шток цилиндра B дойдёт до путевого выключателя b_3 , сигнал «1» с него поступит на логический элемент L_4 и начнётся работа четвёртого такта. На четвёртом такте сигнал «1» с триггера T_8 поступая на инверсные входы триггеров T_5 и T_7 , отключает усилители $УС_2$ и $УС_3$. Гидрораспределители P_2 и P_3 под действием пружин возвращаются в исходные положения, масло от насоса поступает в штоковую полость гидроцилиндра B , шток втягивается с быстрой скоростью и масло из поршневой полости гидроцилиндра B через распределитель P_3 сливается в гидробак.

Когда шток цилиндра B дойдёт до путевого выключателя b_1 , сигнал «1» с него поступит на логический элемент L_5 и начнётся работа пятого такта. На пятом такте отключается усилитель $УС_1$, распределитель P_1 под действием пружины возвращается в исходное положение, масло от насоса поступает в штоковую полость цилиндра A и его шток втягивается с быстрой скоростью. При этом масло из поршневой полости сливается в гидробак.

Далее цикл работы повторяется.

Для останова гидропривода нажимается кнопка «Стоп» (K_C) с неё сигнал «1» поступает на инверсный вход триггера T_1 , на прямом выходе которого формируется сигнал «0», поступающий на вход логического элемента L_1 (И-НЕ). На выходе этого элемента формируется сигнал «0» и работа схемы прекращается.

ПРИЛОЖЕНИЕ

В приложении представлены параметры гидромашин и гидроаппаратов, необходимые для выполнения контрольной работы.

Таблица П.1

Параметры шестерённых насосов «Гидросила ГРУП»

Параметр	Марка насоса						
	НШ4-3	НШ15-3	НШ25М-4	НШ40М-4	НШ71М-3	НШ100А-3	НШ250-4
Объём насоса $V_{\text{НОМ}}, \text{см}^3$	4	15	25	40	71	100	250
Подача насоса $Q_{\text{НОМ}}, \text{л/мин}$	10,8	34,2	57,6	93,1	132,2	182,4	352,5
Давление на выходе насоса $p, \text{МПа}$	16	21	25	25	21	21	25
Частота вращения $n, \text{об/мин}$	3000	3600	3600	3000	2400	1920	2940
Мощность $P_{\text{НОМ}}, \text{кВт}$	3,5	10,5	22,4	35,8	40,2	52,7	127,3
Масса, кг	2,5	2,9	3,6	3,9	10,2	17	45

Таблица П.2

Параметры аксиально-поршневых насосов ОАО «ГСКТБ ГА» и «Гидросила ГРУП»

Параметр	Марка насоса						
	НАП 140-20	ПНАПП.Н2.280-25	Н-33	Н-52	Н-71	Н-90	Н-112
Объём насоса $V_{\text{НОМ}}, \text{см}^3$	140	280	33,3	51,6	69,8	89,8	110,8
Подача насоса $Q_{\text{НОМ}}, \text{л/мин}$	200	395	113,5	204	275,8	314,5	391,6
Давление на выходе насоса $p, \text{МПа}$	20	25	42	42	42	42	42
Частота вращения $n, \text{об/мин}$	1500	1500	2500	2500	2500	2500	2500
Мощность $P_{\text{НОМ}}, \text{кВт}$	76	184	60	93	125,9	160,5	199,8
Масса, кг	154	250	51	61	69	85	85

Таблица П.3

**Параметры радиально-поршневых насосов
ОАО «Харьковский завод Гидропривод» и ПАО «Агрегатный завод»**

Параметр	Марка насоса			
	50НРР-125	50НРР-250	50НРР-500	НР 1250/20М
Объём насоса $V_{\text{НОМ}}, \text{см}^3$	125	250	500	1250
Подача насоса $Q_{\text{НОМ}}, \text{л/мин}$	159	211	423	1100
Давление на выходе насоса $p, \text{МПа}$	50	50	50	20
Частота вращения $n, \text{об/мин}$	1500	1500	1500	960
Мощность $P_{\text{НОМ}}, \text{кВт}$	143	190	380	400
Масса, кг	220	370	515	520

Таблица П.4

**Параметры пластинчатых насосов
ООО Ростовский завод «Энергоагрегат», НПО «Технопривод»**

Насос	Параметр					
	Рабочий объём $V_{\text{НОМ}}, \text{см}^3$	Расход $Q_{\text{НОМ}}, \text{л/мин}$	Давление $p, \text{МПа}$	Частота вращения $n_{\text{НОМ}}, \text{об/мин}$	Мощность $P_{\text{НОМ}}, \text{кВт}$	Масса, кг
НПл 5/16	5	5,3	16	1500	2,8	9,7
НПл 8/16	8	8,9	16	1500	4,1	9,7
НПл 16/16	16	19,4	16	1500	7,2	9,7
НПл 25/16	25	33	16	1500	3,6	9,7
НПл 80-40/6,3	80	69,9	6,3	960	8,9	32
НПл 125-25/6,3	125	110,4	6,3	960	16,3	33
18Г 12-25М	160	142,8	16	1500	20,8	56
18Г 12-26АМ	250	204,2	16	1500	27,3	56

Типоразмеры гидроцилиндров по ОСТ 2 Г25-1-86

Пример обозначения: гидроцилиндр на рабочее давление 16 МПа внутренним диаметром $D=110$ мм со штоком диаметром 80 мм: 211-110x80.

Давление, <i>p</i> , МПа	Тип	Геометрические параметры, <i>Dxd</i> , мм
2,5	811-	12x10
		16x12
		20x16
		25x20
		32x25
6,3	711-	40x32
		50x40
		63x50
		70x50
		80x63
10	011-	90x70
		100x80
		110x80
		125x90
		140x100
16	211-	160x125
		180x140
		200x160

Таблица П.6

**Параметры пластинчатых гидромоторов
НПО «Технопривод»**

Параметр	Марка гидромотора					
	Г16-11М	Г16-12М	Г16-13М	14М	15АМ	16АМ
Объём мотора $V_{\text{ном}}, \text{см}^3$	11,2	18	36	63	125	250
Расход $Q_{\text{ном}}, \text{л/мин}$	14	19,4	37,1	67,2	129	266,7
Частота вращения, об/мин	$n_{\text{ном}}$	960	960	960	960	960
	n_{max}	2500	2500	2200	1800	1800
	n_{min}	150	150	150	100	100
Давление на входе $p_{\text{in}}, \text{МПа}$	8	8	8	7	7	7

Таблица П.7

**Параметры аксиально-поршневых гидромоторов
НПО «Технопривод»**

Параметр	Марка гидромотора				
	Г15-21Р	Г15-22Р	Г15-23Р	Г15-24Р	Г15-25Р
Объём мотора $V_{\text{ном}}, \text{см}^3$	11,2	20	40	80	160
Расход рабочей жидкости $Q_{\text{ном}}, \text{л/мин}$	10,8	19,2	40,2	76,8	153,6
Частота вращения, об/мин	$n_{\text{ном}}$	960	960	960	960
	n_{max}	2400	2100	1800	1800
	n_{min}	40	30	20	30
Давление на входе $p_{\text{in}}, \text{МПа}$	0,5 – 12,5				

Таблица П.8

**Параметры аксиально-поршневых гидромоторов
АО «Шахтинский завод Гидропривод»**

Гидромотор	Параметр			
	Рабочий объём $V_{НОМ}$, $см^3$	Расход $Q_{НОМ}$, $л/мин$	Частота вращения $n_{НОМ}$, $об/мин$	Давление p , $МПа$
НПА4/32	4	6	1500	32
НПА16/32	16	23	1500	32
НПА32/32	32	45	1500	32
МГ 12/32	12	30	2400	32
МГ2.28/32	28	56,6	1920	32
НА1.50/32	50	80	1500	32
МН56/32	56	117,8	2000	32
МГ80/32	80	126,5	1500	32
МГ112/32	112	180,5	2000	32
МГ250/32	250	260,4	1500	32

Таблица П.9

**Параметры гидрораспределителей
НПО «Технопривод»**

Параметр	Марка распределителя				
	1Р6	Р-102	2Р10	1Р202	2Р322
Условный проход D_y , $мм$	6	10	10	20	32
Расход рабочей жидкости Q , $л/мин$	25	40	60	200	500
Давление $p_{НОМ}$, $МПа$	32	20	32	25	25
Давление пневмоуправления, p_y , $МПа$	0,14 – 0,63	0,14 – 0,63	0,14 – 0,63	0,14 – 0,63	0,14 – 0,63
Масса, $кг$	1,6	6	6,5	14,8	47,5

Таблица П.10

**Параметры дросселей и дросселей с обратным клапаном
ООО «ГидроТехМаш», ОАО «ГСКТБ ГА»**

Параметр	Дроссели				Дроссели с обратным клапаном			
	ДР-12	ДР-20	ДР-32	ДР50.20	КВМК-10G	КВМК-16G	КВМК-25G	КВМК-32G
Условный проход $D_y, мм$	12	20	32	50	10	16	25	32
Расход рабочей жидкости $Q_{ном}, л/мин$	40	100	250	400	32	63	160	250
Давление $p_{ном}, МПа$	32	32	32	20	32	32	32	32
Масса, кг	2,95	3,5	6,2	4	0,7	1,1	3,2	4,1

Таблица П.11

**Параметры обратных клапанов
НПО «Технопривод»**

Параметр	Марка клапана						
	Г51-31	Г51-32	Г51-33	Г51-34	Г51-35	Г51-36	Г51-37
Условный проход $D_y, мм$	8	10	16	20	32	40	50
Расход рабочей жидкости $Q_{ном}, л/мин$	16	32	63	125	250	500	800
Давление $p_{ном}, МПа$	20						
Масса, кг	1,2	1,2	1,6	1,6	5,45	14	33

Таблица П.12

**Параметры регуляторов потока
НПО «Технопривод»**

Параметр	МБПГ-55-12М	МБПГ-55-14М	МБПГ-55-15М
Условный проход D_y , мм	10	16	20
Расход рабочей жидкости $Q_{ном}$, л/мин	25	100	200
Давление $p_{ном}$, МПа	20		
Масса, кг	4	7,5	15,5

Таблица П.13

**Параметры предохранительных клапанов
НПО «Технопривод»**

Параметр	БГ52-22	БГ52-23	БПГ52-24	КПВ-10	КПВ-20	КПВ-32
Условный проход D_y , мм	12	16	20	10	20	32
Расход рабочей жидкости $Q_{ном}$, л/мин	20	40	80	100	250	500
Давление $p_{ном}$, МПа	20	20	20	32	32	32
Диапазон настройки давления, МПа	1 – 20	1 – 20	1 – 20	1 – 100	1 – 250	1 – 500
Масса, кг	2,9	4,6	4,65	1,42	1,91	2,71

Таблица П.14

Параметры рабочей жидкости станочного гидропривода

Параметр	Масла индустриальные по ГОСТ 20799-88						
	И-5А	И-8А	И-12А	И-20А	И-30А	И-40А	И-50А
Кинематическая вязкость при 40 °С, ν_{40} $мм^2/с$	6 – 8	9 – 11	13 – 17	29 – 35	41 – 51	61 – 75	90 – 110
Плотность при 20 °С, ρ_{20}	870	880	880	890	890	900	910

$кг/м^3$, не более							
---------------------	--	--	--	--	--	--	--

ЛИТЕРАТУРА

1. Гидравлика и гидропневмопривод. Под ред. Шейпака А.А. – М.: МГИУ, 2003.
2. Горюнов В.А., Дьячков Е.А., Чаплыгин Э.И. Пневмогидроавтоматика. Ч.І. Пневматические и гидравлические устройства. – Волгоград, ВолгГТУ, 2005.
3. Горюнов В.А., Дьячков Е.А., Чаплыгин Э.И. Пневмогидроавтоматика. Ч.ІІ. Пневматические системы управления. – Волгоград, ВолгГТУ, 2006.
4. Корзин В.В., Трушников М.А., Бурцев А.Г. Пневмогидравлическая система управления технологическим оборудованием. – Волгоград, ВолгГТУ, 2011. – 37 с.
5. Корзин В.В., Казакова Е.Г., Трушников М.А. Гидропневмоавтоматика в машиностроении. – Волгоград, ВолгГТУ, 2012. – 80 с.
6. Пневматические устройства и системы в машиностроении. Справочник. – Под ред. Герц Е.В. М.: Машиностроение, 1981.
7. Рачков М.Ю. Пневматические средства автоматизации. – М.: МГИУ, 2005.
8. Пневмоавтоматика. Основной курс ТР 101. – Фесто Дидактик, 2010.
9. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы. Справочник. – М.: Машиностроение, 1988.
10. Свешников В.К. Гидрооборудование: международный справочник. Книга 2. Гидроаппаратура: Номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость, М.: Техинформ МАИ – 2002 – 508 с.
11. Струйные логические элементы и устройства автоматического управления технологическим оборудованием. Каталог. Под ред. Чаплыгина Э.И. – М.: ВНИИТЭМР, 1989.

12. Чаплыгин Э.И., Телица С.Г. Разработка пневмогидравлической системы управления технологическим оборудованием. – Волгоград, ВолгПИ, 1990.
13. ГОСТ 2.743-72 Обозначения условные графические в схемах. Двоичные логические элементы. М.: Издательство стандартов, 1973.
14. ГОСТ 2.781-96 Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные. Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2004.
15. ГОСТ 2.782-96 Обозначения условные графические. Машины гидравлические и пневматические. – Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1998.
16. ГОСТ 2.784-96 Обозначения условные графические. Элементы трубопроводов. М.: Стандартиформ, 2012.
18. ГОСТ 2.785-70 Обозначения условные графические. Арматура трубопроводная. М.: Стандартиформ, 2012.
19. ГОСТ 2.793-79 Обозначения условные графические. Элементы и устройства машин и аппаратов химических производств. Общие обозначения. М.: Стандартиформ, 2012.
20. ГОСТ 21.206-2012 Условные обозначения трубопроводов. М.: Стандартиформ, 2014.
21. ГОСТ 21.208-2013 Автоматизация технологических процессов. Обозначения условные приборов и средств автоматизации в схемах. М.: Стандартиформ, 2015.
22. ГОСТ 21.408-2013 Правила выполнения рабочей документации автоматизации технологических процессов. М.: Стандартиформ, 2014.
23. ГОСТ 6540-68 Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных параметров. М.: Издательство стандартов, 1991.

24. ГОСТ 12445-80 Гидроприводы объёмные, пневмоприводы и смазочные системы. Номинальные давления. – М.: Издательство стандартов, 1982.
25. ГОСТ 12446-80 Гидроприводы объёмные, пневмоприводы и смазочные системы. Номинальные частоты вращения. М.: Издательство стандартов, 1981.
26. ГОСТ 12449-80 Пневмоприводы. Номинальные расходы воздуха. М.: Издательство стандартов, 1981.
27. ГОСТ 13823-78 Гидроприводы объёмные. Насосы объёмные и гидромоторы. Общие технические требования. М.: Издательство стандартов, 1985.
28. ГОСТ 13824-80 Гидроприводы объёмные и смазочные системы. Номинальные рабочие объёмы. М.: ИПК Издательство стандартов, 2000.
29. ГОСТ 13825-80 Гидроприводы объёмные и смазочные системы. Номинальные расходы жидкости. М.: Издательство стандартов, 1981.
30. ГОСТ 14060-68 Гидромоторы шестерённые. Ряды основных параметров. М.: Издательство стандартов, 1986.
31. ГОСТ 14061-68 Гидромоторы шиберные. Ряды основных параметров. М.: Издательство стандартов, 1987.
32. ГОСТ 14062-68 Гидромоторы поршневые. Ряды основных параметров. М.: Издательство стандартов, 1986.
33. ГОСТ 14063-68 Гидроаппаратура и пневмоаппаратура. Ряды основных параметров. М.: Издательство стандартов, 1983.
34. ГОСТ 15108-80 Гидроприводы объёмные, пневмоприводы и смазочные системы. Маркировка, упаковка. Транспортирование и хранение. М.: ИПК Издательство стандартов, 1999.
35. ГОСТ 15608-81 Пневмоцилиндры поршневые. Технические условия. М.: ИПК Издательство стандартов, 1997.

36. ГОСТ 16514-96 Гидроприводы объёмные. Гидроцилиндры. Общие технические требования. М.: ИПК Издательство стандартов, 2001.
37. ГОСТ 16516-80 Гидроприводы объёмные, пневмоприводы и смазочные системы. Условные проходы. М.: Стандартиформ, 2009.
38. ГОСТ 17411-91 Гидроприводы объёмные. Общие технические требования. М.: Стандартиформ, 2006.
39. ГОСТ 17479-87 Масла индустриальные. Классификация и обозначение. М.: Издательство стандартов, 1994.
40. ГОСТ 17752-81 Гидропривод объёмный и пневмопривод. Термины и определения. М.: Издательство стандартов, 1988.
41. ГОСТ 18464-96 Гидроприводы объёмные. Гидроцилиндры. Правила приёмки и методы испытаний. М.: ИПК Издательство стандартов, 2001.
42. ГОСТ 20719-83 Гидромоторы. Правила приёмки и методы испытаний. М.: Издательство стандартов, 1987.
43. ГОСТ 20791-88 Электронасосы центробежные герметичные. Общие технические требования. М.: ИПК Издательство стандартов, 1998.
44. ГОСТ 20799-88 Масла индустриальные. Технические условия. М.: Стандартиформ, 2005.
45. ГОСТ 24242-97 Гидроприводы объёмные. Обозначения уквенные отверстий гидроустройств, монтажных плит, устройств управления и электромагнитов. М.: ИПК Издательство стандартов, 2001.
46. ГОСТ 28413-89 Насосы объёмные и гидромоторы для гидроприводов. Методы ускоренных испытаний на безотказность. М.: Стандартиформ, 2005.
47. ГОСТ ISO 17769-1-2014 Насосы жидкостные и установки. Основные термины, определения, количественные величины, буквенные обозначения и единицы измерения. Часть 1. Жидкостные насосы. М.: Стандартиформ, 2015.

48. ГОСТ ISO 17769-1-2014 Насосы жидкостные и установки. Основные термины, определения, количественные величины, буквенные обозначения и единицы измерения. Часть 2. Насосные системы. М.: Стандартинформ, 2016.

49. ГОСТ Р 52543-2006 Гидроприводы объёмные. Требования безопасности. М.: Стандартинформ, 2006.

50. ГОСТ Р 53817-2010 Гидроцилиндры телескопические одностороннего действия. Технические требования и методы испытаний. М.: Стандартинформ, 2010.

51. ГОСТ Р ИСО 23309-2010 Гидропривод объёмный. Собранные системы. Методы очистки трубопроводов путём промывки. М.: Стандартинформ, 2011.

52. ОСТ 1 00265-78 Обозначения условные графические в принципиальных схемах систем статического и полного давлений. М., 1979.

53. ОСТ 1 00332-79 Элементы и устройства струйные и коммуникационные, преобразователи сигналов. Условные графические обозначения в схемах. М., 1980.

54. ОСТ 1 03631-83 Гидроцилиндры. Размеры цилиндров и штоков. М., 1984.

55. ОСТ 2 Г25-1-86 Гидроцилиндры поршневые для станков. Технические условия. – М.: ВНИИТЭМР, 1987.

Электронное учебное издание

Владимир Викторович **Корзин**

**АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПРОЦЕССОВ
В МАШИНОСТРОЕНИИ**

Учебное пособие

Электронное издание сетевого распространения

Редактор Матвеева Н.И.

Темплан 2020 г. Поз. № 26.

Подписано к использованию 15.05.2020. Формат 60x84 1/16.

Гарнитура Times. Усл. печ. л. 6,0.

Волгоградский государственный технический университет.
400005, г. Волгоград, пр. Ленина, 28, корп. 1.

ВПИ (филиал) ВолгГТУ.
404121, г. Волжский, ул. Энгельса, 42а.