



SMC Pneumatik LLC

МЕЖДУНАРОДНЫЕ КУРСЫ

# ПНЕВМОАВТОМАТИКА

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Издано

ООО “ЭС ЭМ СИ ПНЕВМАТИК”

Санкт-Петербург  
2018

## **ПРЕДИСЛОВИЕ**

---

Настоящее учебное пособие было создано на основе английского издания «Пневматическая технология», опубликованного компанией SMC Pneumatics (UK) Ltd (*Pneumatic Technology. International Training/Published by SMC Pneumatics (UK) Ltd. Reprint 1996, 96 pages*). При последующих переизданиях на русском языке учебное пособие было существенно переработано и дополнено.

В данном учебном пособии простым языком изложены основы промышленной пневмоавтоматики: принципы работы и конструкции множества пневматических элементов, а также примеры их использования, базовые расчеты, правила построения пневмосистем, принципиальных пневматических схем, и многое другое.

Книга представляет интерес как для тех, кто только начинает изучать пневматические системы, так и для специалистов в данной области. Она позволяет структурировать и систематизировать знания, а также содержит необходимые справочные данные.

Авторы переработанной и дополненной версии учебного пособия:

Лебедев Дмитрий Сергеевич,  
Трофимович Андрей Геннадьевич.

- © Все права на данную публикацию зарегистрированы. Ни одна из ее частей не подлежит воспроизведению, хранению в информационно-поисковых системах или передаче в любой форме, а именно: с помощью электронных, механических, фотографических или иных записывающих систем, без письменного разрешения авторов.

# СОДЕРЖАНИЕ

---

<b>1. ВВЕДЕНИЕ .....</b>	9
ГДЕ ПРИМЕНЯЕТСЯ ПНЕВМАТИКА? .....	9
ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА СЖАТОГО ВОЗДУХА .....	10
Доступность .....	10
Простота хранения .....	11
Простота конструкции и управления .....	11
Возможность обеспечения различных видов движения .....	11
Экономичность .....	11
Надежность и долговечность .....	11
Устойчивость к внешним воздействиям .....	11
Экологическая чистота .....	11
Безопасность .....	11
Необходимость энергозатрат на сжатие воздуха, его подготовку и транспортировку .....	12
Последствия сжимаемости воздуха .....	12
Ограничения по усилиям в сравнении с гидравликой .....	12
Шум .....	12
<b>2. ПНЕВМАТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА .....</b>	13
ПОДСИСТЕМА ПРОИЗВОДСТВА СЖАТОГО ВОЗДУХА .....	14
ПОДСИСТЕМА ПОТРЕБЛЕНИЯ СЖАТОГО ВОЗДУХА .....	15
<b>3. ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПНЕВМАТИКИ .....</b>	16
ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ .....	16
Единицы измерения, не относящиеся к метрической системе .....	17
Температура .....	17
Давление .....	18
СВОЙСТВА ГАЗОВ .....	20
Изотермический процесс (Закон Бойля–Мариотта) .....	20
Изобарический процесс (Закон Гей–Люссака) .....	21
Изохорический процесс (Закон Шарля) .....	21
Уравнение состояния газа (уравнение Менделеева–Клапейрона) .....	22
Адиабатический (изоэнтропический) процесс .....	23
Политропный процесс (в реальных процессах) .....	23
Расход .....	24

Нормальный объем .....	25
Уравнение Бернулли.....	25
Влажность воздуха.....	26
Относительная влажность.....	27
Давление и расход .....	29
Как пользоваться графиком.....	30
Формулы для точного расчета: .....	31
<b>4. ПРОИЗВОДСТВО И РАСПРЕДЕЛЕНИЕ СЖАТОГО ВОЗДУХА.....</b>	<b>33</b>
КОМПРЕССОРЫ .....	33
КОМПРЕССОРЫ С ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ РАБОЧЕГО ОРГАНА .....	34
Одноступенчатый поршневой компрессор.....	34
Двухступенчатый поршневой компрессор .....	35
Мембранный компрессор .....	35
Роторные компрессоры .....	36
Пластинчатый (шиберный) компрессор .....	36
Винтовой компрессор .....	37
Рабочие параметры компрессора .....	38
Объемный клд.....	38
Тепловые потери и общий клд.....	38
ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ КОМПРЕССОРОВ .....	40
Ресивер (воздухосборник).....	40
Определение размеров ресивера.....	40
Входной фильтр .....	41
УДАЛЕНИЕ ВЛАГИ ИЗ ВОЗДУХА .....	41
Охладители.....	41
Воздушное охлаждение .....	42
Водяное охлаждение .....	42
Осушители воздуха .....	43
Абсорбционная осушка .....	43
Адсорбционная осушка .....	44
Осушка охлаждением (конденсационная) .....	45
Магистральный фильтр .....	46
РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА .....	47
Линейная магистраль.....	48
Кольцевая магистраль .....	48
Отводы.....	49
Автоматические конденсатоотводчики .....	49
Определение размеров трубопроводов .....	51
Материалы для трубопроводов .....	53
Стандартная газовая труба .....	53
Трубопроводы из нержавеющей стали .....	54
Медные трубопроводы .....	54
Резиновые трубопроводы ("воздушные шланги") .....	55

Пластмассовые трубопроводы .....	55
Фитинги в пневматических системах .....	56
<b>5. ПОДГОТОВКА ВОЗДУХА .....</b>	<b>58</b>
<b>ФИЛЬТРАЦИЯ.....</b>	<b>58</b>
Стандартный фильтр .....	58
Фильтры тонкой очистки (микрофильтры) .....	60
Фильтры сверхтонкой очистки (субмикрофильтры) .....	61
Выбор фильтра .....	61
<b>КАЧЕСТВО СЖАТОГО ВОЗДУХА .....</b>	<b>61</b>
Степень фильтрации.....	61
Стандарты, определяющие загрязненность сжатого воздуха .....	64
<b>РЕГУЛИРОВКА ДАВЛЕНИЯ .....</b>	<b>65</b>
Стандартный регулятор .....	67
Регулятор непрямого действия (с пилотным управлением) .....	70
Фильтр-регулятор .....	71
Характеристики .....	71
Определение размеров регуляторов и фильтров .....	72
<b>СМАЗКА ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ .....</b>	<b>72</b>
Пропорциональные маслораспылители.....	73
<b>БЛОКИ ПОДГОТОВКИ ВОЗДУХА (ФРМ) .....</b>	<b>75</b>
Размеры и монтаж.....	75
<b>6. ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ.....</b>	<b>76</b>
<b>ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ЦИЛИНДРЫ .....</b>	<b>77</b>
Демпфирование .....	80
Специальные элементы конструкции цилиндров.....	81
Двухсторонний шток .....	81
Защищенный от проворачивания шток .....	82
Сдвоенный шток.....	83
Плоский цилиндр .....	83
Способы повышения усилия привода.....	83
Увеличение площади .....	83
Тандем-цилиндр .....	84
Повышение давления .....	85
Усилитель давления .....	85
Пневмогидравлическая система .....	87
Многопозиционный цилиндр .....	89
Монтаж цилиндров .....	90
Шаровые шарниры .....	90
Устойчивость к продольному изгибу .....	91
<b>РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ЦИЛИНДРА .....</b>	<b>92</b>
Рабочее усилие .....	92
Теоретическое усилие .....	92
Требуемое усилие .....	94

Коэффициент нагрузки.....	95
Регулирование скорости .....	97
Расход и потребление сжатого воздуха .....	98
ПОВОРОТНЫЕ ПРИВОДЫ .....	102
Поршневой привод .....	102
Шиберный (лопастной) привод.....	103
Определение размеров поворотных приводов.....	103
Момент сил и момент инерции .....	103
СПЕЦИАЛЬНЫЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА .....	106
Стопорный цилиндр .....	106
Бесштоковые цилиндры .....	107
С магнитной муфтой, без направляющей .....	107
С магнитной муфтой и направляющими.....	108
С направляющими элементами и механическим сцеплением.....	109
Пневматическая каретка .....	109
Цилиндр с полым штоком .....	110
Поворотно-линейный модуль .....	111
Пневматический захват .....	111
Магнитный захват.....	111
Механические захватаы.....	112
<b>7. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ .....</b>	<b>116</b>
ФУНКЦИИ ПНЕВМОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ.....	116
ОБОЗНАЧЕНИЕ ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫХ ОТВЕРСТИЙ	
ПНЕВМОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ .....	116
Моностабильные и бистабильные распределители .....	118
ТИПЫ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ .....	118
Клапанные распределители .....	118
Золотниковые распределители .....	120
Пневмораспределители с цилиндрическим золотником.....	120
Эластичные уплотнения .....	120
«Металлическое уплотнение».....	121
Распределители с плоским золотником .....	122
Крановые распределители .....	123
УПРАВЛЕНИЕ ПНЕВМОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯМИ .....	123
Механическое управление .....	124
Управление от механизма .....	124
Управление от оператора (мускульное, ручное).....	125
Пневматическое управление .....	126
Прямое и непрямое (пилотное) управление.....	128
Электромагнитное управление .....	129
МОНТАЖ ПНЕВМОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ.....	131
Пневмораспределители самостоятельного монтажа .....	131
Групповой монтаж .....	131
Модульный монтаж .....	132

Блочный монтаж .....	133
Комбинированный монтаж .....	135
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ .....	137
Пропускная способность .....	137
Последовательное соединение дросселей .....	139
Пропускная способность трубопроводов .....	139
Распределители в комбинации с пневмоцилиндрами .....	141
ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ .....	144
Обратный клапан .....	144
Дроссель с обратным клапаном .....	144
Логический клапан «или» (челночный клапан) .....	145
Логический клапан «и» .....	145
Клапан быстрого выхлопа .....	146
<b>8. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ .....</b>	<b>147</b>
УПРАВЛЕНИЕ СКОРОСТЬЮ И ОСТАНОВКА ПРИВОДА .....	148
Управление скоростью .....	148
Регулировка скорости .....	148
Увеличение скорости .....	150
Плавный пуск .....	150
Остановка привода .....	151
Распределитель с закрытым центром .....	151
Клапан блокировки .....	152
Пневмозамки (управляемые обратные клапаны) .....	152
Реализация логических функций .....	152
Усиление потока или повторение .....	153
Инверсия или отрицание (логическая функция «Не») .....	153
Логическая функция «и» .....	154
Логическая функция «или» .....	155
Временные функции .....	156
Задержка включения .....	157
Задержка выключения .....	158
Импульс на включение .....	158
Импульс на выключение .....	159
Функция памяти (управление кратковременным нажатием) .....	160
Определение текущего положения цилиндров .....	161
Автоматический возврат .....	161
Повторяющиеся ходы .....	163
УПРАВЛЕНИЕ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬЮ ОПЕРАЦИЙ .....	164
Как описать последовательность .....	164
Используемые термины и обозначения .....	164
Последовательность выполнения операций при работе двух цилиндров .....	165
Единичный цикл / повторяющийся цикл .....	166

---

Разнонаправленные команды.....	167
Воздействие через импульс .....	167
Переключение шин .....	169
<b>9. ВАКУУМНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ .....</b>	<b>173</b>
НАСОСЫ И ЭЖЕКТОРЫ .....	173
ВАКУУМНЫЕ ПРИСОКИ .....	175
ПОДЪЕМНАЯ СИЛА .....	178
ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ.....	179
ОБОЗНАЧЕНИЯ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ДЛЯ ВАКУУМНОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	180
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 1.....</b>	<b>183</b>
Символы.....	183
Оборудование для подготовки воздуха .....	183
Исполнительные устройства .....	184
Клапаны .....	185
ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ.....	187
Основные правила .....	187
Исходное положение .....	188
Компоновка схемы .....	189
Используемые термины и обозначения.....	191
Образец принципиальной пневматической схемы .....	193
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 2.....</b>	<b>195</b>
КЛАССИФИКАЦИЯ ПНЕВМОРASПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ .....	195
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....</b>	<b>199</b>

# **1. ВВЕДЕНИЕ**

---

Гидравлические и пневматические системы управления предназначены главным образом для осуществления рабочих перемещений в машинах и механизмах путем передачи, распределения и регулирования потоков энергии жидкости или газа, находящихся под давлением.

В пневматических системах управления в качестве энергоносителя выступает сжатый атмосферный воздух, энергия которого преобразуется в механическую энергию исполнительных устройств путем воздействия на их поршень или лопасть.

Энергия сжатого воздуха находит применение в самых разнообразных отраслях техники. Предметом рассмотрения в данном пособии является, прежде всего, промышленная пневмоавтоматика.

Для правильного использования и обеспечения эффективной работы пневматических элементов в составе существующих пневматических систем управления необходимо иметь четкое представление об их устройстве и основных принципах работы. В случае использования систем автоматического управления с электронной или электрической управляющей частью, не менее важно знать конструкцию и основные функции пневматических элементов, входящих в пневматическую силовую часть этих систем.

В данной книге нас будут интересовать в основном пневматические системы управления, их работа, типы, конструкции и характеристики оборудования для производства и подготовки сжатого воздуха, пневматические исполнительные устройства и распределители, способы их взаимодействия, а также разработка принципиальных пневматических систем.

## **ГДЕ ПРИМЕНЯЕТСЯ ПНЕВМАТИКА?**

Области применения сжатого воздуха очень широки. В качестве примера можно привести как маломощные пневматические системы низкого давления, применяемые, например, в оптическом оборудовании для проверки внутрглазного давления, так и системы большой мощности для создания больших усилий, например, в пневматических прессах или пневматических бурах для работы с бетоном.

Приводимый ниже перечень — это всего лишь краткая иллюстрация универсальности и многообразия возможностей пневматических систем

управления, применяемых в постоянно развивающейся современной промышленности:

- Управление распределительными системами для линий перекачки воздуха, воды или химикатов;
  - Открытие и закрытие массивных или горячих дверей;
  - Разгрузка бункеров в строительной, сталеплавильной, горнодобывающей или химической промышленности;
  - Трамбовка и виброобработка грунта при укладке бетона и асфальта;
  - Управление процессами подъема и перемещения в машинах непрерывного литья;
  - Приспособления для сева и другое навесное сельскохозяйственное оборудование;
  - Окраска распылением;
  - Зажим и перемещение заготовок при обработке древесины и изготовлении мебели;
  - Работа зажимных приспособлений и фиксаторов в сборочном производстве и механообработке;
  - Зажим заготовок при склеивании, термоуплотнении или сваривании пластмасс;
  - Зажим заготовок при пайке и сварке;
  - Рабочие операции при гибке, волочению и рихтовке;
  - Машины для точечной сварки;
  - Клепка;
  - Привод гильотинных ножниц;
  - Машины для разлива в бутылки, фасовочное и упаковочное оборудование;
  - Приводы и питатели для деревообрабатывающих станков;
  - Испытательные стенды;
  - Металлорежущие станки, подача заготовок или инструментов;
  - Конвейерная транспортировка деталей или материала;
  - Пневматические роботы;
  - Автоматические дозаторы;
  - Сепарация тонкого листового материала сжатым воздухом и подъем при помощи вакуума;
  - Зубоврачебные бормашины,
- и так далее ...*

## **ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА СЖАТОГО ВОЗДУХА**

Ниже приводятся некоторые наиболее важные свойства сжатого воздуха, которые обусловили его широкое промышленное использование.

### **ДОСТУПНОСТЬ**

Атмосферный воздух присутствует всюду на земной поверхности. Поэтому, где бы ни был установлен компрессор, исходный материал для получения сжатого воздуха есть везде. Практически на всех

заводах и фабриках имеются стационарные источники сжатого воздуха непосредственно на рабочих местах, а для работы в любых других условиях используются передвижные компрессоры.

### ПРОСТОТА ХРАНЕНИЯ

При необходимости сжатый воздух и, соответственно, запасенная в нем энергия может храниться длительно и в больших объемах.

### ПРОСТОТА КОНСТРУКЦИИ И УПРАВЛЕНИЯ

Пневматические узлы просты по конструкции и могут быть легко установлены на любом оборудовании для обеспечения высокого уровня автоматизации при использовании относительно простых систем управления.

### ВОЗМОЖНОСТЬ ОБЕСПЕЧЕНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ВИДОВ ДВИЖЕНИЯ

С помощью сжатого воздуха можно обеспечить как линейное, так и вращательное движение с необходимой рабочей скоростью, которую можно легко регулировать.

### ЭКОНОМИЧНОСТЬ

Затраты на пневматическое оборудование сравнительно низки благодаря весьма умеренной стоимости узлов пневматических систем и простоте их монтажа. Кроме того, пневматическое оборудование может работать в течение длительного срока, не требуя технического обслуживания.

### НАДЕЖНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Благодаря своей надежности, пневматические системы характеризуются продолжительным сроком службы.

### УСТОЙЧИВОСТЬ К ВНЕШНИМ ВОЗДЕЙСТВИЯМ

Пневматическое оборудование хорошо работает как при высоких, так и при низких температурах, при воздействии мощных электромагнитных полей, а также в сильно запыленной и агрессивной среде, тогда как другая техника в этих условиях быстро выходит из строя.

### ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ ЧИСТОТА

Пневматическое оборудование уже само по себе является экологически "чистым", а при надлежащей очистке отработанного воздуха оно может использоваться даже в помещениях, к которым предъявляются повышенные требования по чистоте.

### БЕЗОПАСНОСТЬ

Пневматическое оборудование не может стать источником пожара даже при работе в условиях повышенной пожароопасности. Кроме того, пневматические системы практически нечувствительны к перегрузкам. В перегруженном состоянии исполнительные механизмы просто остановятся или начнут работать вхолостую. Для пневматических

исполнительных устройств отсутствует опасность перегрева, характерная для электродвигателей.

Вместе с тем следует учитывать, что применение сжатого воздуха сопряжено с некоторыми проблемами:

### **НЕОБХОДИМОСТЬ ЭНЕРГОЗАТРАТ НА СЖАТИЕ ВОЗДУХА, ЕГО ПОДГОТОВКУ И ТРАНСПОРТИРОВКУ**

Основные потери имеют место при сжатии, когда большая часть энергии переходит в тепло и рассеивается. Значительная часть потерь связана с утечками сжатого воздуха. Если принять за «1» затраты электроэнергии на совершение определенной полезной работы электрическим приводом, то в гидроприводе эти затраты достигают 5, а в пневмоприводе могут увеличиться до 10. Низкая энергетическая эффективность – это самый серьезный недостаток пневматики, поэтому задача энергосбережения при использовании сжатого воздуха выходит на первый план.

### **ПОСЛЕДСТВИЯ СЖИМАЕМОСТИ ВОЗДУХА**

Сама по себе сжимаемость – это не плюс или минус, а просто свойство, которое в некоторых задачах помогает, а в некоторых – осложняет решение. К отрицательным последствиям сжимаемости следует отнести: 1) невозможность высокоточного позиционирования пневматического привода в промежуточных положениях, 2) движение привода рывками при малых скоростях, 4) зависимость скорости движения от нагрузки.

### **ОГРАНИЧЕНИЯ ПО УСИЛИЯМ В СРАВНЕНИИ С ГИДРАВЛИКОЙ**

В гидроприводах рабочее давление может достигать 100-200 бар и выше, поэтому даже небольшие исполнительные механизмы могут развивать большие усилия. В пневматике достижение таких давлений требует очень больших затрат, обусловленных как энергетической эффективностью, так и безопасностью. Пневматика экономически конкурентоспособна, если давление воздуха не превышает 10 бар. При таком давлении усилие на исполнительном механизме ограничено.

### **ШУМ**

Выхлоп отработанного воздуха – это неотъемлемый этап работы пневмопривода. Если не принимать специальных мер, высокоскоростная струя выбрасываемого воздуха создает сильный шум.

Эффективное использование преимуществ пневматики в сочетании с нейтрализацией ее недостатков открывает возможности для широкого применения сжатого воздуха в огромном количестве задач в самых разных областях техники.

## 2. ПНЕВМАТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА

Обычно пневматическая система строится для работы пневматических исполнительных механизмов: цилиндров, поворотных приводов, захватов, пневмомоторов и пневмоинструмента. Все они совершают механическую работу – обеспечивают перемещение конечного звена с целью транспортировки, фиксации, формообразования, обработки материалов и т.п. Наряду с этим, пневматическая система может служить для обдува, пневмотранспорта, обеспечения работы гидравлических и вакуумных подсистем. Для работы исполнительных механизмов и других систем, а также для управления ими требуется вспомогательное оборудование. В перечень этого оборудования входят:

- система производства и подготовки сжатого воздуха,
- определенная комбинация распределителей и клапанов для управления давлением и расходом сжатого воздуха, а также направлением движения исполнительных устройств.

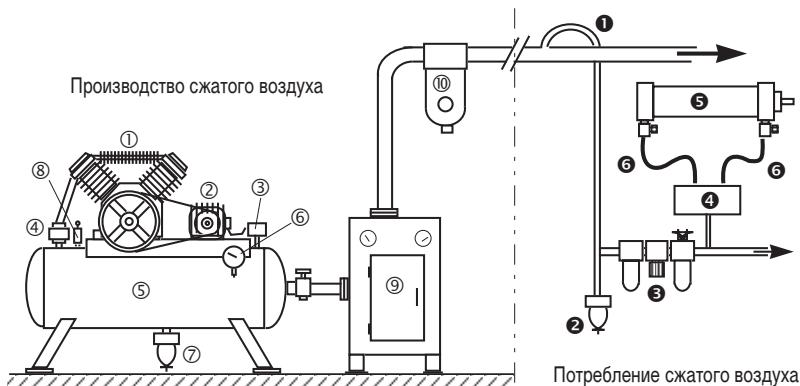


Рис. 2-1. Пневматическая система

Типовая пневматическая система, показанная на рис. 2.1, состоит из двух основных частей:

- Подсистема производства, подготовки и транспортировки сжатого воздуха к потребителю
- Подсистема потребления сжатого воздуха

## **ПОДСИСТЕМА ПРОИЗВОДСТВА СЖАТОГО ВОЗДУХА**

Основными рабочими элементами такой системы являются (см.рис.2.1):

### **1. Компрессор**

Компрессор предназначен для забора воздуха из атмосферы, сжатия его до высокого давления и подачи в пневматическую систему. Таким образом, компрессор преобразует механическую энергию в пневматическую.

### **2. Электродвигатель**

Электродвигатель является источником механической энергии для компрессора. Он преобразует электрическую энергию в механическую.

### **3. Реле давления**

Реле давления управляет электродвигателем, измеряя с помощью чувствительного элемента давление в ресивере (см. ниже). Реле настраивается как на максимальное давление, при котором оно отключает электродвигатель, так и на минимальное давление, при котором электродвигатель снова включается.

### **4. Обратный клапан**

Обратный клапан обеспечивает проход сжатого воздуха из компрессора в ресивер и предотвращает утечку сжатого воздуха в обратном направлении при остановке компрессора.

### **5. Ресивер (воздухосборник)**

Ресивер представляет собой резервуар для хранения сжатого воздуха. Его размер зависит от производительности компрессора. Чем больше объем резервуара, тем больше интервал между включениями компрессора.

### **6. Манометр**

Манометр служит для визуального контроля давления в ресивере.

### **7. Автоматический конденсатоотводчик**

Это устройство самостоятельно осуществляет слив конденсата, который накапливается в ресивере.

### **8. Предохранительный клапан**

Сбрасывает часть сжатого воздуха из ресивера в окружающую среду в случае, если уровень его давления превышает допустимую величину.

### **9. Осушитель рефрижераторного типа**

Этот элемент системы осуществляет охлаждение сжатого воздуха до температуры, которая всего на несколько градусов выше точки замерзания воды, и удаляет из него таким образом большую часть влаги. Тем самым предотвращается последующая конденсация воды в магистральном трубопроводе.

### **10. Магистральный фильтр**

Поскольку этот фильтр размещается в магистральном трубопроводе, он должен иметь минимальное сопротивление, обеспечивая при этом удаление масляного тумана, а также препятствуя попаданию в магистраль пыли и воды.

## ПОДСИСТЕМА ПОТРЕБЛЕНИЯ СЖАТОГО ВОЗДУХА

### 1. Забор сжатого воздуха из магистрали

Сжатый воздух для потребителей отбирается из верхней части главной магистрали. Это делается для того, чтобы образовавшийся конденсат оставался в магистрали. Вода, конденсирующаяся в нижней части трубопровода, идущего к потребителю, стекает в автоматический конденсатоотводчик.

### 2. Автоматический конденсатоотводчик

В нижней точке каждого трубопровода должен быть предусмотрен дренаж. Конденсатоотводчик используется наиболее эффективно, если он не позволяет воде задерживаться в трубопроводе.

### 3. Блок подготовки сжатого воздуха

Такой блок обеспечивает получение очищенного сжатого воздуха с заданным уровнем давления. В его состав при необходимости может быть включен маслораспыльник, который вносит в поток сжатого воздуха масло с целью смазки узлов пневматической системы, расположенных ниже по потоку.

### 4. Пневматический распределитель

Это специализированный клапан, предназначенный для управления исполнительным устройством. Он подводит сжатый воздух к одной рабочей полости исполнительного устройства, одновременно сбрасывая воздух из другой, тем самым обеспечивая движение механизма. Переключение пневмораспределителя изменяет направление движения исполнительного устройства.

### 5. Исполнительное устройство

Исполнительное устройство предназначено для преобразования потенциальной энергии сжатого воздуха в механическую работу. На рисунке 2.1 показан пневматический цилиндр, однако на практике это может быть, например, поворотный привод, захват или пневматический инструмент.

### 6. Устройства регулирования скорости (пневматические дроссели)

Эти элементы позволяют плавно регулировать скорость перемещения исполнительных устройств.

Мы обсудим все эти устройства более подробно в разделах 4–7, после того, как рассмотрим теоретические основы пневматики, знание которых необходимо для понимания процессов, происходящих в пневматических системах.

### **3. ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПНЕВМАТИКИ**

---

#### **ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ**

Для того чтобы использовать пневматические системы на практике, необходимо понять физические законы поведения воздуха как частного случая газообразной среды в условиях сильного сжатия, а также усвоить те физические понятия и единицы измерения, которые обычно используются в современной технике.

*Таблица 3.1. Единицы системы СИ, принятые в пневматике*

Величина	Символ	Единица СИ	Наименование	Примечание
<b>1. ОСНОВНЫЕ ЕДИНИЦЫ</b>				
Масса	m	кг	килограмм	
Длина	S	м	метр	
Время	t	с	секунда	
Температура, абсолютная	T	K	Кельвин	0°C = 273,15 K
<b>2. ПРОИЗВОДНЫЕ ЕДИНИЦЫ</b>				
Угол		1	радиан	
Площадь, Сечение	A, S	м <sup>2</sup>	квадратный метр	
Объем	V	м <sup>3</sup>	кубический метр	
Скорость	v	м/с	метр в секунду	
Угловая скорость	ω	с <sup>-1</sup>	радиан в секунду	
Ускорение	a	м/с <sup>2</sup>	метр за секунду в квадрате	
Сила	F	N	Ньютон	= кг·м/с <sup>2</sup>
Момент (Момент силы)	M	Н·м	Ньютон на метр	
Давление	p	Па	Паскаль	= Н/м <sup>2</sup>
Работа, энергия	A,W	Дж	Джоуль	= Н·м = кг·м <sup>2</sup> /с <sup>2</sup>
Мощность	P	Вт	Ватт	= Дж/с
Импульс	I	Н·с	Ньютон в секунду	= кг·м/с
Момент инерции	J	м <sup>2</sup> ·кг	килограмм на квадратный метр	

В 1960 году был принят стандарт, который получил название «Международная система единиц (СИ)». С тех пор на систему СИ (табл. 3.1) перешли почти все страны. Вместе с тем США, Великобритания и Япония по-прежнему широко используют систему английских мер.

Для наименования дольных и кратных единиц, образованных путем умножения представленных выше базовых величин на 10 в определенной степени, были введены соответствующие приставки. Эти приставки представлены в таблице 3.2.

*Таблица 3.2. Приставки, введенные для наименования дольных и кратных единиц*

Степень	Приставка		Обозначение	
	русская	международная	русское	международное
$10^{-6}$	микро	micro	мк	$\mu$
$10^{-3}$	милли	milli	м	m
$10^{-2}$	санти	centi	с	c
$10^{-1}$	деци	deci	д	d
$10^0$				
$10^1$	дека	deca	да	da
$10^2$	гекто	hecto	г	h
$10^3$	кило	kilo	к	k
$10^6$	мега	Mega	M	M

### ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ, НЕ ОТНОСЯЩИЕСЯ К МЕТРИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ

В представленной ниже таблице 3.3 даются в сравнении единицы метрической (СИ) и английской систем.

## ТЕМПЕРАТУРА

Если говорить простым языком, то Температура — это физическая величина, количественно выражаящая понятие о различной степени нагретости тел и сред. Для численного описания температуры вводятся температурные шкалы, самые известные из них — Цельсия, Фаренгейта и Кельвина. Шкалу Фаренгейта можно считать устаревшей: она использовалась в англоязычных странах до 1960-х годов, затем большинство тех стран перешло на Международную систему единиц (СИ) с Кельвинами и градусами Цельсия. В шкале Цельсия температура измеряется в градусах Цельсия ( $^{\circ}\text{C}$ ). Изначально шкала определялась двумя точками: температура замерзания воды бралась за 0, а кипения за 100 (все при атмосферном давлении), затем определение было

пересмотрено, но шкала не поменялась. Шкала Цельсия удобна в быту, но плохо подходит для расчетов состояния газа.

«Нагретость» тела определяется его внутренней энергией, т.е. скоростью движения молекул, поэтому можно сказать, что температура – это мера скорости движения молекул (иногда, подчеркивая это, температуру называют термодинамической). Поэтому была введена еще одна шкала температур – шкала Кельвина, в которой температура измеряется в Кельвинах (К). Начало шкалы (0 К) совпадает абсолютным нулем – минимальным пределом температуры, которую может иметь физическое тело. При абсолютном нуле все молекулы останавливаются. 1 К положили равным 1°C, т.е. шкала Кельвина просто сдвинута относительно шкалы Цельсия, величина сдвига составляет примерно 273 градуса (273,15 ).

$$T [K] = t [^{\circ}C] + 273$$

Таблица 3.3. Сравнение метрической и английской систем

Величина	Метрическая единица (M)	Английская единица (A)	Коэффициенты для пересчета	
			A=M×(Коэф-т)	M=A×(Коэф-т)
Масса	кг г	фунт (lb.) унция (oz.)	2,205 0,03527	0,4535 28,3527
Длина	м м мм	фут (ft.) ярд (yd.) дюйм (i.)	3,281 1,094 0,03937	0,3048 0,914 25,4
Температура	°C	°F	1,8°C+32	(°F-32)/1,8
Площадь, Сечение	м <sup>2</sup> см <sup>2</sup>	кв.фут (sq.ft.) кв.дюйм (sq.inch)	10,76 0,155	0,0929 6,4516
Объем	м <sup>3</sup> см <sup>3</sup> дм <sup>3</sup>	куб.ярд (cu.yard) куб.дюйм (cu.i) куб.фут (cu.ft.)	1,308 0,06102 0,03531	0,7645 16,388 28,32
Расход	норм. м <sup>3</sup> /мин норм. дм <sup>3</sup> /мин (норм. л/мин)	куб.фут/мин (ANR) куб.фут/мин (ANR)	35,31 0,03531	0,02832 28,32
Сила	Н	фунт-сила (lbf.)	0,2248	4,4448
Давление	бар	фунт-сила / кв.дюйм (psi)	14,5	0,06895

## ДАВЛЕНИЕ

Давление – это сила, с которой вещество давит на единицу площади, стремясь переместиться. В случае с газом давление обусловлено тепловым движением молекул.

Напомним, что единицей давления в системе СИ является *Паскаль* (Па).

$$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н}/\text{м}^2 \text{ (Ньютон на кв. метр)}$$

Эта величина чрезвычайно мала, поэтому, во избежание громоздких чисел, было решено использовать в качестве практической единицы *бар*, который составляет  $10^5$  Па.

$$100000 \text{ Па} = 100 \text{ кПа} = 1 \text{ бар}$$

Эта величина с достаточной степенью точности соответствует старой метрической единице —  $\text{kgs}/\text{cm}^2$ , до сих пор применяемой на практике ( $1 \text{ kgs}/\text{cm}^2 = 0,980665$  бара).

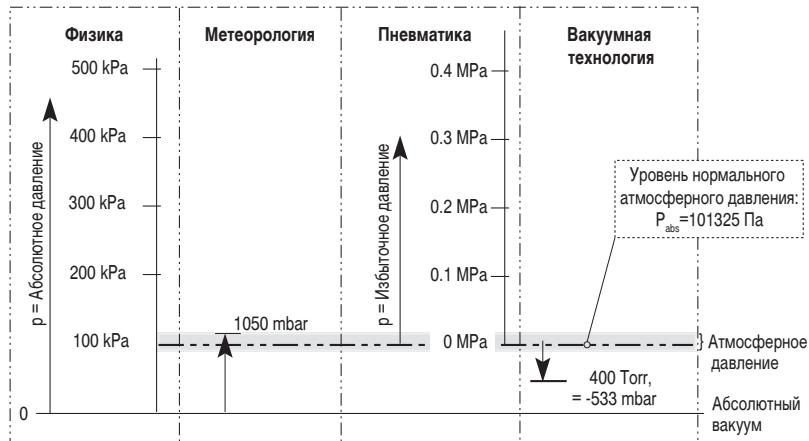


Рис. 3.1. Различные системы отсчета величины давления

В физике используется абсолютное давление, которое отсчитывается от нуля (полного вакуума). В пневматике обычно применяется избыточное давление, для которого началом отсчета является атмосферное давление. Именно такое давление показывает манометр, поэтому избыточное давление часто называют манометрическим. Таким образом, манометрическое давление отличается от абсолютного на величину атмосферного давления.

Вакуумные технологии оперируют с давлением ниже атмосферного (вакуумметрическое давление).

На рис. 3.1 показаны различные системы отсчета величины давления на примере, в котором точкой отсчета служит стандартное атмосферное давление в 1,013 бар. Обратите внимание, что данное значение не равно 1 бар, хотя для обычных расчетов в пневматике этой разницей нередко пренебрегают.

## СВОЙСТВА ГАЗОВ

### ИЗОТЕРМИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС. (ЗАКОН БОЙЛЯ–МАРИОТТА)

Изотермическим называется процесс, протекающий при постоянной температуре, он описывается законом Бойля–Мариотта, который звучит следующим образом: **для данной массы газа при постоянной температуре произведение давления газа на его объем есть величина постоянная:**

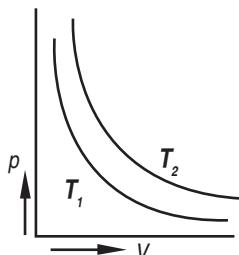
$$p \cdot V = \text{const} \text{ при } T = \text{const} \text{ и } m = \text{const}$$

Иначе говоря, если газ переходит из состояния (1) в состояние (2),

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2 \quad \text{или} \quad p_2 = \frac{p_1 \cdot V_1}{V_2}$$

**Пример:** Если газ, занимающий объем  $V_1 = 1 \text{ м}^3$  при абсолютном давлении, равном 1 бар (100 000 Па), будет сжиматься изотермически, т.е. при постоянной температуре, до объема  $V_2 = 0,5 \text{ м}^3$ , то

$$p_2 = \frac{1 \text{ бар} \cdot 1 \text{ м}^3}{0,5 \text{ м}^3} = 2 \text{ бара}$$



Отношение  $V_1/V_2$  называется **“степенью сжатия”**, которое имеет обозначение *cr* (от английского *“compression ratio”*).

Например, при манометрическом давлении, равном 4 бар, данное отношение равно

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{4+1,013}{1,013} = 4,95$$

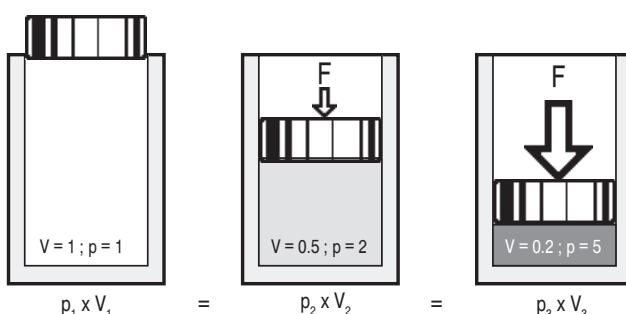


Рис.3.2. Иллюстрация закона Бойля–Мариотта

Реальный процесс приближается к изотермическому, когда имеет место интенсивный теплообмен между газом и окружающей средой. В этом случае разогрев газа при сжатии сопровождается рассеиванием выделенного тепла в окружающем пространстве, а охлаждение газа при разрежении сопровождается «подпиткой» теплом из окружающего пространства, в результате чего температура газа остается неизменной. В таких случаях применение закона Бойля–Мариотта на практике является вполне корректным. Следует, однако, иметь в виду, что процессы в пневмосистемах не всегда бывают близки к изотермическим. При быстром протекании или при ограниченном теплообмене реальные процессы ближе к адиабатическим (см. ниже).

### ИЗОБАРИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС. (ЗАКОН ГЕЙ-ЛЮССАКА)

Изобарическим или изобарным называется процесс, протекающий при постоянном давлении, он описывается законом Гей-Люссака, который звучит следующим образом: ***при постоянном давлении объем постоянной массы газа пропорционален абсолютной температуре:***

$$V/T = \text{const} \text{ при } p = \text{const} \text{ и } m = \text{const}$$

Поскольку  $\frac{V}{T} = \text{const}$ , при переходе от состояния (1) к состоянию (2) имеем:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}, \text{ соответственно, } V_2 = \frac{V_1 \cdot T_2}{T_1}$$

**Пример:**  $V_1 = 100 \text{ л}$ ,  $t_1 = 0^\circ\text{C}$ ,  $t_2 = 25^\circ\text{C}$ ,  $V_2 = ?$

При расчетах должна использоваться абсолютная температура, выраженная в Кельвинах (К)

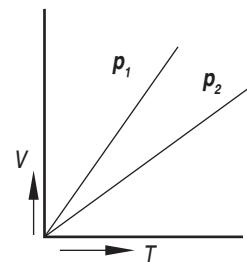
Таким образом,

$$T_1 = 0 + 273 = 273 \text{ К}$$

$$T_2 = 20 + 273 = 293 \text{ К}$$

Следовательно,

$$\frac{100}{273} = \frac{V_2}{298} \Rightarrow V_2 = \frac{100 \text{ л} \cdot 298 \text{ К}}{273 \text{ К}} = 109,157 \text{ л}$$

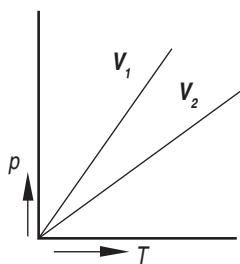


### ИЗОХОРИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС. (ЗАКОН ШАРЛЯ)

Изохорическим или изохорным называется процесс, протекающий при постоянном объеме, он описывается законом Шарля, который

звучит следующим образом: **давление газа фиксированной массы и фиксированного объема прямо пропорционально абсолютной температуре газа**, т.е.

$$p/T = \text{const} \text{ при } V = \text{const} \text{ и } m = \text{const}$$



Соответственно, при переходе из состояния (1) в состояние (2) имеем

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2}, \text{ следовательно, } P_2 = P_1 \cdot \frac{T_2}{T_1}$$

### УРАВНЕНИЕ СОСТОЯНИЯ ГАЗА (УРАВНЕНИЕ МЕНДЕЛЕЕВА–КЛАПЕЙРОНА)

Объединив предыдущие соотношения, получаем общее уравнение состояния газа (уравнение Клапейрона):

$$\frac{p_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{p_2 \cdot V_2}{T_2} = \text{const}$$

Эта константа различна для разных газов. Для каждого конкретного газа она зависит от его массы. Константа была определена Менделеевым, в результате чего уравнение, названное именами Менделеева и Клапейрона, приобрело вид:

$$\frac{p \cdot V}{T} = \frac{m \cdot R}{\mu}, \text{ или } pV = \frac{m}{\mu} RT,$$

где  $R = 8,314 \text{ Дж/(моль}\cdot\text{К)}$  – универсальная газовая постоянная,  
 $\mu$  – молярная масса (масса одного моля),  
 $m$  – масса всего газа.

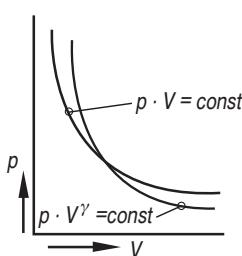
Учитывая, что для воздуха  $\mu = 0,029 \text{ кг/моль}$ , получаем запись уравнения состояния для воздуха:

$$p \cdot V = m \cdot R_e \cdot T,$$

где  $R_e$  – газовая постоянная, которая для воздуха составляет 287 Дж/(кг·К).

Данный закон является одной из теоретических основ расчетов при проектировании или подборе пневматического оборудования, когда необходимо принимать во внимание изменения всех трех параметров газа.

### АДИАБАТИЧЕСКИЙ (ИЗОЭНТРОПИЧЕСКИЙ) ПРОЦЕСС



Рассмотренные выше законы предполагают медленное протекание процессов в системе. Так, скорость изотермического процесса существенно ниже, чем скорость теплообмена, поэтому система успевает сбросить избыточное тепло, либо принять его извне, что и позволяет температуре оставаться постоянной. В этом случае изменяются только два параметра — давление и объем. На практике же большинство процессов, таких как, например, поступление воздуха в пневматический цилиндр, протекают настолько быстро, что интенсивность теплообмена с окружающей средой оказывается недостаточной для поддержания температуры на неизменном уровне. Тогда наряду с давлением и объемом изменяется и температура. В предельном случае теплообмен настолько слабо влияет на параметры процесса, что им можно вообще пренебречь. Процесс, идущий без теплообмена с окружающей средой, называется «адиабатическим» или «изоэнтропическим» и описывается уравнением:

$$p \cdot V^\gamma = \text{const}, \text{ при } m = \text{const},$$

где  $\gamma$  (гамма) — показатель адиабаты, который зависит от газа. Для воздуха  $\gamma = 1,4$ . Нередко можно встретить обозначение показателя адиабаты “ $k$ ”.

При переходе от состояния (1) к состоянию (2) уравнение адиабатического процесса приобретает вид:

$$p_1 V_1^\gamma = p_2 V_2^\gamma$$

Таким образом, в адиабатическом процессе изменяются сразу три параметра газа. Так, при сжатии газ нагревается, и давление нарастает быстрее, чем в изотермическом процессе, а при расширении происходит охлаждение газа, и падение давления происходит быстрее.

### ПОЛИТРОПНЫЙ ПРОЦЕСС (В РЕАЛЬНЫХ ПРОЦЕССАХ)

В реальных процессах трудно получить идеальный теплообмен, как в изотермическом процессе, и идеальную теплоизоляцию, характерную

для адиабатического процесса. По роли теплообмена реальные процессы лежат где-то в промежутке между двумя крайними случаями – изотермическим и адиабатическим. Эти процессы называются политропными или политропическими, и они описываются уравнением:

$$p_1 V_1^n = p_2 V_2^n,$$

где  $n$  – показатель политропы.

Сравнивая уравнение политропного процесса с законом Бойля-Мариотта, легко увидеть, что для изотермического процесса  $n=1$ . Соответственно, для адиабатического процесса  $n=\gamma$ . Таким образом, для реальных процессов  $1 \leq n \leq \gamma$ . В медленных процессах со значительным теплообменом  $n \rightarrow 1$ , а в быстрых процессах со слабым теплообменом  $n \rightarrow \gamma$ .

А какими следует считать процессы, протекающие в пневматических приводах? В работе [1] рекомендуется для расчета пневмоцилиндров принимать  $n=(1.25\dots1.35)$ . Нередко для предварительных оценок, не требующих высокой точности, процесс принимают изотермическим ( $n=1$ ), т.к. это обеспечивает максимальную простоту вычислений. Есть и такой подход: если показатель политропы неизвестен, делают расчет для двух крайних случаев – изотермического ( $n=1$ ) и адиабатического ( $n=1.4$ ), получая два результата и понимая, что истинный результат находится внутри диапазона между ними.

## РАСХОД

Расход – это количество вещества, протекающего через поперечное сечение в единицу времени.

Основной единицей расхода “ $Q$ ” в пневматике является величина, равная нормальному кубическому метру в час (норм.м<sup>3</sup>/час). Несмотря на то, что кубический метр – мера объема, в пневматике ее используют для измерения количества воздуха. Поскольку в одном и том же объеме при различных условиях может находиться разное количество воздуха, то эти условия стандартизованы и называются «нормальными» (см. ниже). Таким образом, при «нормальных» условиях кубический метр содержит совершенно конкретную массу воздуха, и «норм.м<sup>3</sup>/с» – это фактически единица измерения *массового* расхода. Иногда в технической документации слово «нормальный» опускают, но все равно имеют в виду именно эти условия, если не приводится специальных оговорок. В международных обозначениях вместо «нормальный» пишут «ANR» после единицы измерения.

В практических расчетах пневматических систем расход часто выражают в нормальных литрах в минуту (норм.л/мин) или, что то же самое, в нормальных кубических дециметрах в минуту (норм.дм<sup>3</sup>/

мин). В английской системе мер общепринятой единицей для измерения расхода является “стандартный кубический фут в минуту” (scfm).

## НОРМАЛЬНЫЙ ОБЪЕМ

Как упоминалось выше, в пневматике принято измерять количество сжатого воздуха объемными единицами – литрами, кубическими метрами или футами. «Нормальным объемом» называется объем, который заняло бы измеряемое количество сжатого воздуха, если привести его к нормальным условиям.

В соответствии с международным стандартом ISO 8778, нормальными условиями являются [2]:

- абсолютное давление 100 000 Па (1 бар),
- температура 20°C,
- относительная влажность воздуха 65%.

Рассчитаем массу воздуха, занимающую объем 1 м<sup>3</sup> при нормальных условиях. Подставив указанные в стандарте значения температуры и давления в уравнение Менделеева–Клапейрона, получаем:

$$\frac{10^5 \cdot 1}{293} = \frac{m \cdot 8.314}{0.029}$$

Таким образом, в одном нормальном кубическом метре содержится 1,19 кг воздуха.

Если известно, что данное количество воздуха занимает объем V при давлении p и температуре T, то объем V<sub>норм</sub>, занимаемый этим же количеством воздуха при нормальных условиях, согласно уравнению состояния газа, рассчитывается по формуле:

$$V_{\text{норм}} = 2.93 \cdot 10^3 V \frac{p}{T}$$

Необходимо отметить, что на разных этапах развития пневматики и в разных источниках сложились некоторые различия в понимании «нормальных условий» (ANR). Обычно, во избежание возможных ошибок, в технической документации при упоминании (ANR) дается разъяснение, какие значения давления, температуры и влажности подразумеваются под понятием «нормальные условия».

## УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ

Уравнение Бернулли является одной из форм записи закона сохранения энергии, относящейся к движению жидкости. Теорема Бернулли гласит: «Сумма пьезометрического напора (т.е. давления) и скоростного напора сохраняет свою величину вдоль траектории движения». Таким образом, если жидкость протекает в горизонтальном

направлении по трубе переменного сечения, то давление жидкости выше там, где сечение больше, соответственно, при уменьшении сечения давление снижается (рис.3.6). В простейшей форме уравнение Бернулли имеет вид:

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho \cdot v_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho \cdot v_2^2$$

где  $p_1$ ,  $v_1$  и  $p_2$ ,  $v_2$  – соответственно давление и скорость в точках 1 и 2,

$\rho$  – плотность жидкости.

Давление является выражением потенциальной

энергии потока, скоростной напор ( $\frac{1}{2} \rho v^2$ ) выражает кинетическую энергию. Сумма двух этих форм энергии остается постоянной в силу закона сохранения энергии. При сужении канала скорость увеличивается, соответственно, растет скоростной напор, т.е. кинетическая энергия. Давление (потенциальная энергия) при этом должно снижаться, в результате чего суммарная энергия остается постоянной.

Уравнение Бернулли в приведенной выше форме может применяться также для газов при умеренных дозвуковых скоростях потока. Оно позволяет объяснить принцип действия вакуумного эжектора, где разрежение создается путем ускорения потока сжатого воздуха, а также принцип Q-компенсации в регуляторах давления, позволяющей улучшить характеристики этих устройств.

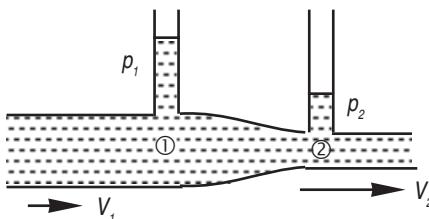


Рис. 3.3. Иллюстрация к закону Бернулли.

## ВЛАЖНОСТЬ ВОЗДУХА

В атмосферном воздухе всегда присутствует определенное количество водяного пара, т.е. воды, растворенной в воздухе на молекулярном уровне. Мерой содержания водяного пара является абсолютная влажность воздуха, т.е. количество водяного пара в единице объема (массы) воздуха. Абсолютная влажность воздуха имеет максимум, при котором воздух насыщен влагой. Величина этого максимума (иными словами, порог насыщения) существенно зависит от температуры: чем теплее воздух, тем больше влаги он способен удерживать в своем составе.

При понижении температуры атмосферного воздуха его абсолютная влажность не изменяется, в то время как порог насыщения снижается. В конце концов порог насыщения может снизиться настолько, что станет равным фактической абсолютной влажности воздуха. Таким образом, охлаждая воздух, можно достичь такого значения его температуры, при котором воздух оказывается предельно насыщенным влагой. Такая

температура называется **точкой росы**. Если температура воздуха будет понижаться ниже точки росы, влага больше не сможет удерживаться в воздухе в прежнем количестве, и часть ее начнет конденсироваться, т.е. выпадать в виде капель.

Максимальное количество воды, которое может удерживаться в постоянном объеме воздуха, зависит только от температуры. При данной температуре  $1\text{ м}^3$  сжатого воздуха может удерживать такое же количество водяного пара, которое содержится в  $1\text{ м}^3$  атмосферного воздуха.

В представленной ниже таблице 3.4 показано максимальное количество воды, которое может содержаться в воздухе (в граммах на кубический метр) в широком диапазоне температур от  $-40^\circ\text{C}$  до  $+40^\circ\text{C}$ .

Приведенная таблица дает точные значения для всего температурного диапазона, в котором работает промышленная пневмоавтоматика. Первая половина таблицы относится к температурам выше нуля, вторая половина — к температурам ниже нуля.

*Таблица 3.4. Максимальное количество воды в  $1\text{ м}^3$*

Температура, $^\circ\text{C}$	0	5	10	15	20	25	30	35	40
г/ $\text{м}^3$ (атмосферный воздух)	4,98	6,86	9,51	13,04	17,69	23,76	31,64	41,83	54,11
Температура, $^\circ\text{C}$	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40
г/ $\text{м}^3$ (атмосферный воздух)	4,98	3,42	2,37	1,61	1,08	0,7	0,45	0,29	0,18

### ОТНОСИТЕЛЬНАЯ ВЛАЖНОСТЬ

Соотношение между фактическим содержанием воды и максимально возможным ее содержанием (в состоянии насыщения) называется относительной влажностью воздуха и указывается в процентах:

$$\text{Относительная влажность} = \frac{\text{Фактическое содержание воды}}{\text{Содержание воды в состоянии насыщения}} \times 100\%$$

**Пример 1:** Температура  $25^\circ\text{C}$ , относительная влажность 65%. Сколько воды содержится в  $1\text{ м}^3$ ?

Максимальное количество влаги при  $25^\circ\text{C}$  равно  $23,76\text{ г}/\text{м}^3$  (см. табл. 3.7).

Тогда определяемое количество воды равно  
 $23,76\text{ г}/\text{м}^3 \cdot 0,65 = 15,44\text{ г}/\text{м}^3$ .

При сжатии воздуха его способность удерживать влагу в виде пара снижается. Следовательно, если температура не возрастет, вода может начать конденсироваться.

**Пример 2:**  $10\text{ м}^3$  атмосферного воздуха при  $15^\circ\text{C}$  и 65% относительной влажности сжимается до манометрического давления 6 бар. Допустимое повышение температуры ограничено значением  $25^\circ\text{C}$ . Сколько воды сконденсируется?

Из таблицы 3.4: при температуре 15°C в воздухе может содержаться максимум 13,04 г/м<sup>3</sup>, следовательно 10 м<sup>3</sup> содержат 13,04 г/м<sup>3</sup> · 10 м<sup>3</sup> = 130,4 г.

При относительной влажности 65% воздух будет содержать 130,4 г · 0,65 = 84,9 г (а) влаги.

Уменьшенный объем сжатого воздуха при давлении 6 бар можно подсчитать:

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2 \Rightarrow V_2 = \frac{p_1}{p_2} \cdot V_1 \Rightarrow \frac{1,013 \text{ бар}}{(6 + 1,013) \text{ бар}} \cdot 10 \text{ м}^3 = 1,44 \text{ м}^3$$

Пользуясь таблицей 3.4, определяем, что 1,44 м<sup>3</sup> воздуха при 25°C может удерживать максимум 23,76 г · 1,44 = 34,2 г (б) влаги.

Количество конденсата равняется разности между общим количеством воды, содержащимся в атмосферном воздухе (а) и количеством воды, которое может вобрать в себя сжатый воздух (б), а именно: 84,9 - 34,2 = 50,6 г воды выпадет в виде конденсата.

Во избежание вредного воздействия, которое может оказать конденсат на состояние магистрали и работу пневматических элементов, его необходимо удалить, прежде чем сжатый воздух будет направлен к потребителю.

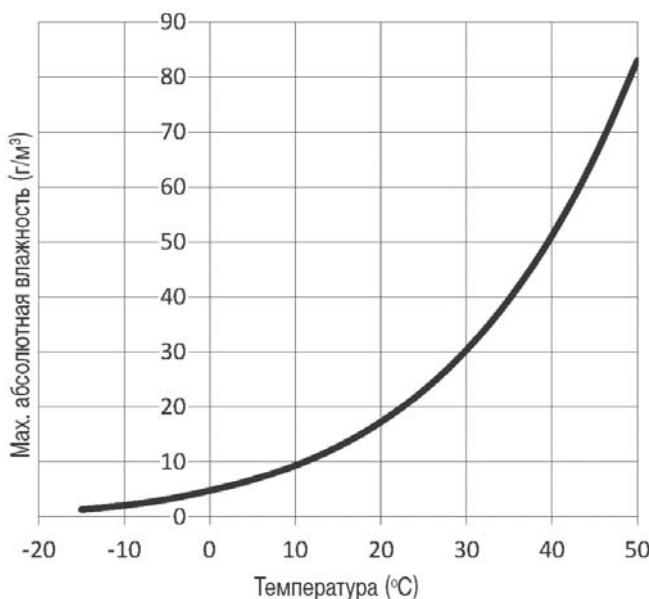


Рис. 3.4. Максимальное количество воды в кубометре воздуха в диапазоне температур от -15°C до +50°C.

Рис.3.4 иллюстрирует зависимость максимального количества воды в кубометре воздуха от изменения его температуры.

## ДАВЛЕНИЕ И РАСХОД

Для пневматики весьма важным является соотношение между давлением и расходом.

При отсутствии расхода, когда рабочая среда находится в состоянии покоя, давление одинаково в любой точке системы. Если же имеет место перемещение среды, то давление будет меняться от точки к точке. Эта разница давлений называется “перепадом давления”. Перепад давления зависит от трех величин:

- первоначального давления
- расхода
- сопротивления потоку со стороны трубопровода или иного элемента, через который происходит протекание.

Для характеристики сопротивления потоку воздуха не существует какой-либо специальной единицы (как, например, в электричестве, где таковой является  $\text{Ом}$  ( $\Omega$ )). В пневматике используется величина, обратная сопротивлению – *пропускная способность* (эквивалентное сечение  $S$ , коэффициенты  $kv$  или  $Cv$ ). Эквивалентное сечение  $S$  выражается в  $\text{мм}^2$  и представляет собой площадь отверстия в тонкой пластинке (диафрагме), создающего то же самое соотношение между давлением и расходом, как и элемент пневматической системы, характеристикой которого оно является.

Это соотношение, по сути своего определения, является таким же, как и в электричестве, где “падение напряжения равно силе тока, помноженной на сопротивление”. Для пневматики это может быть изложено следующим образом: “падение (перепад) давления равно расходу, поделенному на пропускную способность”. Однако, если соотношения между электрическими единицами прямо пропорциональны, соотношения физических единиц, характеризующих поток сжатого воздуха, очень сложны и никогда не сводятся к простой пропорциональности. В то время, как для электрического тока в  $1 \text{ А}$  (один ампер) при прохождении через сопротивление в  $1 \text{ Ом}$  имеет место падение напряжения в  $1 \text{ Вольт}$ , независимо от того, на каком уровне это происходит: со  $100$  до  $99 \text{ Вольт}$  или с  $4$  до  $3 \text{ Вольт}$ , – то перепад давления на одном и том же участке и при одном и том же нормальном объемном расходе будет зависеть от исходного давления и температуры. Причина – сжимаемость воздуха.

Чтобы наглядно представить взаимосвязь всех упомянутых параметров между собой нам потребуется график, представленный на рис. 3.5.

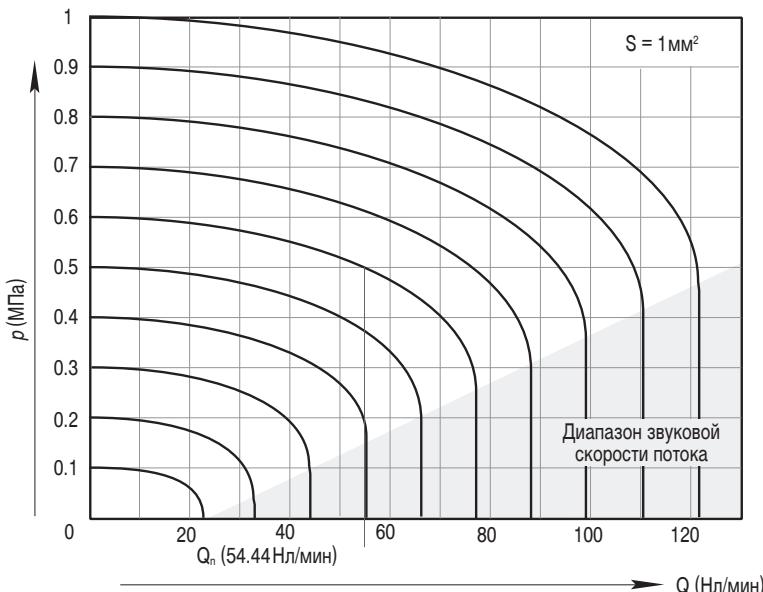


Рис. 3.5. Соотношение между давлением и расходом для диафрагмы с эквивалентным сечением, равным 1  $\text{мм}^2$

Затененный треугольник в правом нижнем углу очерчивает диапазон “звуковой скорости потока”. Как только скорость потока воздуха достигнет величины, равной скорости звука, ее дальнейшее увеличение становится невозможным, невзирая на изменение разности давлений на входе и выходе. Как видно из графика, в пределах этого треугольника все кривые резко уходят вертикально вниз. Это означает, что величина расхода больше не зависит от перепада давления, а зависит только от величины входного давления.

#### КАК ПОЛЬЗОВАТЬСЯ ГРАФИКОМ

На шкале слева (см. рис. 3.5) нанесены значения входного и выходного давлений. На уровне первой вертикальной линии слева, когда входное и выходное давления одинаковы, расход равен нулю. Ряд кривых, соответствующих входному давлению от 1 до 10 бар, показывают, как снижается выходное давление по мере увеличения расхода.

**Пример 1:** Давление на входе составляет 6 бар. При падении давления на один бар выходное давление составит 5 бар. Двигаясь по кривой “6”, доходим до точки ее пересечения с горизонтальной линией, соответствующей

давлению “5”. От этой точки спускаемся вертикально вниз до шкалы расхода (тонкая линия) и определяем величину расхода – в нашем случае около 55 л/мин. Значение 54,44 л/мин, проставленное под этой линией, является точным, подсчитанным по формуле, приведенной ниже. Эти значения давлений на входе и выходе определяют так называемый “нормальный объемный расход  $Q_n$ ” – параметр, который указывается в каталогах как характеристика пропускной способности пневмораспределителей.

Объемный расход величиной 54,44 л/мин характеризует элемент пневматического оборудования (клапан, арматура, труба и т. п.) с эквивалентным сечением  $S$ , равным 1 мм<sup>2</sup>. Если, например, величина  $S$  составляет 4,5 мм<sup>2</sup>, расход будет в 4,5 раза выше и составит  $4,5 \cdot 54,44 \text{ л/мин} = 245 \text{ л/мин}$ .

**Пример 2:** Имеется пневмоэлемент с эквивалентным сечением  $S = 12 \text{ мм}^2$ , рабочим давлением 7 бар и расходом воздуха 600 л/мин. Каким будет давление на выходе?

Расход 600 л/мин через отверстие диафрагмы сечением  $S=12 \text{ мм}^2$  соответствует расходу  $600/12 = 50 \text{ л/мин}$  при эквивалентном сечении, равном 1 мм<sup>2</sup>.

Это преобразование необходимо сделать для того, чтобы можно было воспользоваться графиком на рис. 3.5. После этого будем двигаться по кривой, начинающейся в точке 7 бар, до тех пор, пока она не пересечется с вертикальной линией, соответствующей расходу 50 л/мин. Горизонтальная линия, проведенная из точки пересечения до шкалы давления, укажет нам величину давления 6,3 бар.

### ФОРМУЛЫ ДЛЯ ТОЧНОГО РАСЧЕТА:

Если потребуется определить более точное значение, чем то, которое дает график, расход можно подсчитать с помощью одной из двух приведенных ниже формул.

Даже при беглом взгляде на график (см. рис. 3.5) становится ясно, что формулы для диапазонов звуковой и дозвуковой скорости потока должны быть различными. Переход от дозвуковой к звуковой скорости происходит в тот момент, когда отношение абсолютного давления на входе к абсолютному давлению на выходе окажется равным величине 1,896:

$$\text{Дозвуковая скорость потока: } p_1 + 1,013 < 1,896 \cdot (p_2 + 1,013)$$

$$\text{Звуковая скорость потока: } p_1 + 1,013 \geq 1,896 \cdot (p_2 + 1,013)$$

Расход  $Q$  для диапазона дозвуковой скорости потока рассчитывается по формуле:

$$Q = 22,2 \cdot S \cdot \sqrt{(p_2 + 1,013) \cdot (p_1 - p_2)} \text{ (л/мин),}$$

а для диапазона звуковой скорости потока:

$$Q = 11,1 \cdot S \cdot (p_t + 1,013) \text{ (л/мин)}$$

где  $S$  выражается в  $\text{мм}^2$ , а  $p$  в *барах*; величина 22,2 является константой.

Следует иметь в виду, что пневматические системы не будут работать удовлетворительно при звуковой скорости потока, так как, например, при давлении питания 6 *бар* рабочее давление в системе не превысит 2,7 *бар*.

**Пример:** Рассчитаем по формуле величину расхода из *примера 2* при входном давлении 7 *бар*, общем эквивалентном сечении потока 12  $\text{мм}^2$  для распределителя и труб, а также расчетном рабочем давлении 6,3 *бар*.

$$Q = 22,2 \cdot 12 \cdot \sqrt{7,313 \cdot 0,7} = 602,74 \text{ л/мин}$$

Очевидно, что для практических расчетов график обладает вполне достаточной точностью.

## 4. ПРОИЗВОДСТВО И РАСПРЕДЕЛЕНИЕ СЖАТОГО ВОЗДУХА

### КОМПРЕССОРЫ

Компрессор преобразует механическую энергию электродвигателя или двигателя внутреннего сгорания в потенциальную энергию сжатого воздуха.

Воздушные компрессоры разделяются на две основные группы: динамические и объемные. В динамических компрессорах поток разгоняется до высокой скорости с помощью лопаток, установленных на быстровращающемся роторе, а затем тормозится, в результате чего кинетическая энергия потока переходит в потенциальную энергию давления. В объемных компрессорах осуществляется захват некоторого количества воздуха и его изоляция в замкнутом объеме, затем этот объем механически сокращается, что приводит к повышению давления воздуха.

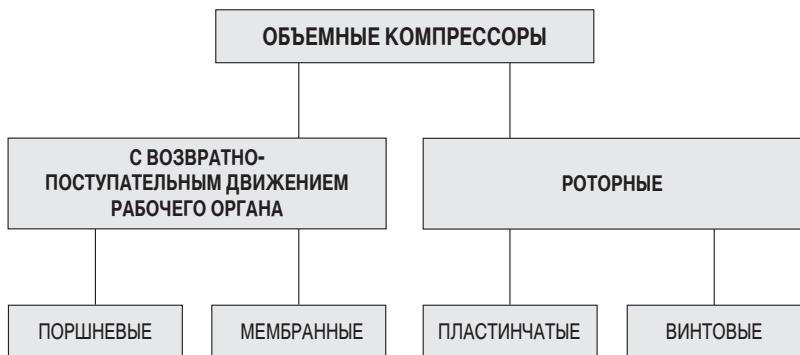


Рис. 4.1. Основные типы компрессоров, применяемых в пневматических системах

Объемные компрессоры распространены существенно шире, поэтому рассмотрим их более детально. Многообразие типов объемных

компрессоров связано с различными механизмами сокращения замкнутого объема воздуха. Среди них выделяют две основные категории: компрессоры с возвратно-поступательным движением рабочего органа и компрессоры с вращательным движением рабочего органа (роторные).

Основные типы компрессоров внутри этих категорий показаны на рис. 4.1.

## КОМПРЕССОРЫ С ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ РАБОЧЕГО ОРГАНА

### ОДНОСТУПЕНЧАТЫЙ ПОРШНЕВОЙ КОМПРЕССОР

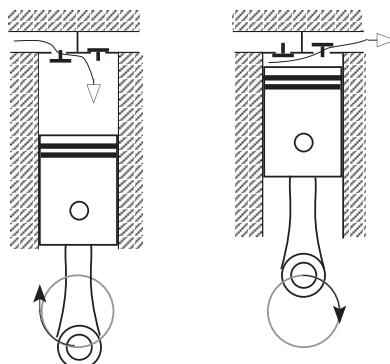


Рис. 4.2. Одноступенчатый поршневой компрессор

Поршневой компрессор — один из самых распространенных типов компрессоров. Несмотря на сильные пульсации давления на выходе, шумность и загрязнение сжатого воздуха маслом, он пользуется популярностью благодаря разумной стоимости, простоте конструкции и принципа действия.

При движении поршня вниз (см. рис. 4.2) свободный объем в цилиндре над поршнем увеличивается, создается разрежение, в результате чего воздух поступает в цилиндр через впускной клапан.

Дойдя до конца хода, поршень начинает перемещаться вверх, при этом впускной клапан закрывается, и воздух начинает сжиматься. Под действием сжатого воздуха выпускной клапан открывается, и воздух поступает в линию нагнетания. Обычно сжатый воздух, выходящий из поршневого компрессора, направляется прежде всего в ресивер.

Одноступенчатые компрессоры сжимают воздух до необходимого давления за один ход поршня (см. рис. 4.2), обычно они используются в системах, работающих в диапазоне давлений от 3 до 7 бар.

## ДВУХСТУПЕНЧАТЫЙ ПОРШНЕВОЙ КОМПРЕССОР

В одноступенчатом компрессоре при сжатии воздуха до давлений выше 6 бар выделяется большое количество тепла, что существенно снижает КПД компрессора. Поэтому в промышленных системах нередко применяются двухступенчатые компрессоры (рис.4.3).

Воздух, забираемый при атмосферном давлении, сжимается до необходимой величины давления в два этапа.

Если конечное давление составляет 7 бар, то на первом этапе воздух обычно сжимается примерно до 3 бар, после чего он подвергается охлаждению. Затем воздух поступает в цилиндр второй ступени, где сжимается до 7 бар. Объем цилиндров второй ступени меньше, чем объем цилиндров первой, поскольку в них поступает уже сжатый воздух, и одно и то же количество воздуха занимает меньший объем.

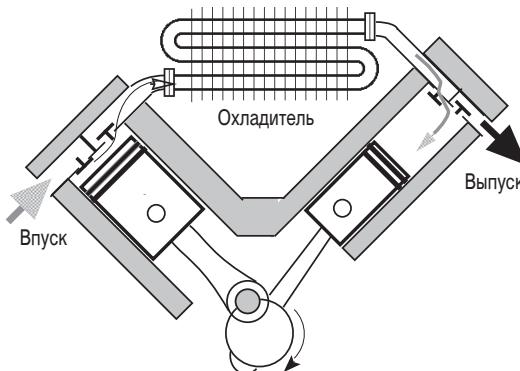


Рис. 4.3. Двухступенчатый поршневой компрессор

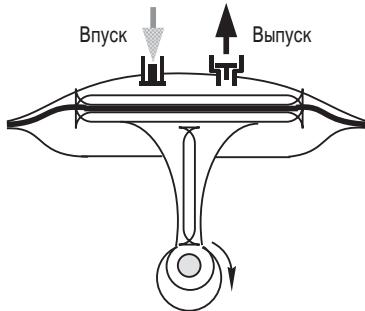
Пройдя через промежуточный охладитель, сжатый воздух поступает в цилиндр второй ступени в сильно охлажденном виде, благодаря чему КПД двухступенчатого компрессора оказывается значительно выше, чем КПД одноступенчатого компрессора. В связи со свойством воздуха нагреваться при сжатии, конечная температура воздуха на выходе компрессора может достигать 120°С.

## МЕМБРАННЫЙ КОМПРЕССОР

Мембранные компрессоры (рис.4.4) вырабатывают сжатый воздух в диапазоне давлений 3–5 бар. Для их работы не требуется смазка, поэтому такие компрессоры применяются в пищевой, фармацевтической и других аналогичных отраслях промышленности.

В мембранным компрессоре изменение объема рабочей камеры происходит за счет изменения положения диафрагмы (мембранны). Это

позволяет осуществлять впуск воздуха при смещении диафрагмы вниз и сжатие воздуха при ее смещении вверх.

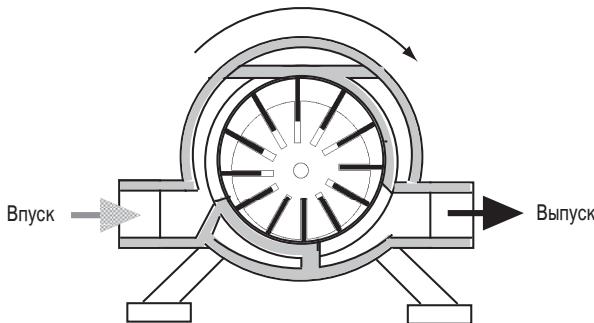


*Рис. 4.4. Мембранный компрессор*

Малогабаритные мембранные компрессоры с электродвигателем мощностью  $\leq 1$  кВт могут быть переносными и использоваться, например, для окраски распылением.

## РОТОРНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

### ПЛАСТИНЧАТЫЙ (ШИБЕРНЫЙ) КОМПРЕССОР



*Рис. 4.5. Пластинчатый компрессор*

В данном типе компрессора (рис. 4.5) ротор установлен с эксцентрикситетом. В радиальных пазах ротора размещены подвижные пластины, которые врачаются вместе с ротором и одновременно совершают возвратно-поступательное движение в пазах. При вращении ротора пластины прижимаются к стенке статора за счет воздействия центробежных сил, а пространство, заключенное между двумя

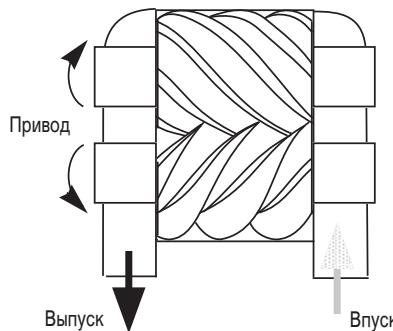
соседними пластинами, уменьшается по мере их перемещения от места впуска воздуха до места его выпуска, благодаря чему и происходит сжатие.

Смазка и герметизация компрессора обеспечивается за счет впрыскивания жидкой смазки в поток воздуха в зоне всасывания. Масло служит также охладителем, ограничивая рост температуры воздуха на выходе.

### *ВИНТОВОЙ КОМПРЕССОР*

В винтовом компрессоре (рис. 4.6) два спиральных ротора, находящиеся в зацеплении, вращаются в противоположных направлениях. Свободное пространство между ними уменьшается по мере перемещения в осевом направлении, благодаря чему и происходит сжатие воздуха, заключенного между роторами (см.рис. 4.6).

Впрыскиваемое в компрессор масло обеспечивает его смазку и необходимую герметизацию объема, находящегося между вращающимися винтами. Отвод масла из сжатого воздуха осуществляется при помощи маслоотделителя.



*Рис.4.6. Принципиальная схема винтового компрессора*

Компрессоры данного типа обеспечивают непрерывную подачу сжатого воздуха с производительностью свыше  $400 \text{ м}^3/\text{мин}$  при давлении до 10 бар.

В отличие от пластинчатого, винтовой компрессор обеспечивает постоянную подачу сжатого воздуха без пульсаций уровня выходного давления.

Несмотря на возрастающий интерес к пластинчатым и, главным образом, винтовым компрессорам, в промышленности по-прежнему часто используются поршневые компрессоры, ввиду их относительно низкой стоимости.

## РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ КОМПРЕССОРА

Производительность компрессора и выражается в *норм. м<sup>3</sup>/с*, *норм.м<sup>3</sup>/мин*, *норм.м<sup>3</sup>/час*, *норм.дм<sup>3</sup>/с* или *норм.л/мин*. Производительность компрессора может быть также охарактеризована величиной вытесняемого объема, или “теоретическим входным объемом” (теоретическая величина). Для поршневого компрессора расчет его производительности выглядит следующим образом:

$$Q \text{ (л/мин)} = \text{площадь поршия [дм}^2\text{]} \cdot \text{длина хода [дм]} \cdot \text{количество цилиндров первой ступени [шт]} \cdot \text{частота [об/мин].}$$

При наличии двухступенчатого компрессора следует принимать в расчет только цилиндры первой ступени.

Расход воздуха на выходе из компрессора всегда будет меньше вследствие *объемных и температурных потерь*.

Первый вид потерь - объемных - является неизбежным, поскольку невозможно осуществить полный выпуск сжатого воздуха из цилиндра в конце хода сжатия, так как в цилиндре всегда остается некое невытесненное количество воздуха, которое называется “*мертвым объемом*”.

Температурные или тепловые потери возникают вследствие того, что в процессе сжатия воздух нагревается до очень высокой температуры. Следовательно, его объем сначала увеличивается, а потом уменьшается при охлаждении до температуры окружающей среды (см. Закон Шарля, раздел 3).

## ОБЪЕМНЫЙ КПД

Объемный КПД – это отношение фактического количества воздуха на выходе, выраженного в нормальных объемных единицах, к теоретическому входному объему. Объемный КПД, как правило, выражается в процентах. Величина КПД зависит от габаритов компрессора, его типа и конструктивного исполнения, количества ступеней и выходного давления. Объемный КПД двухступенчатого компрессора меньше, чем объемный КПД одноступенчатого, поскольку и цилиндр первой, и цилиндр второй ступени имеют свои мертвые объемы.

## ТЕПЛОВЫЕ ПОТЕРИ И ОБЩИЙ КПД

Кроме потерь, описанных выше, на работу компрессора влияют температурные факторы. Они отрицательно сказываются на эффективности процесса сжатия воздуха, которая определяется такой величиной, как общий КПД – отношение энергии сжатого воздуха к затраченной энергии. Тепловые потери снижают общий КПД

компрессора в зависимости от его производительности и нагрузки. Компрессор, работающий с максимальной мощностью, аккумулирует в себе большое количество тепла, в результате чего его общий КПД падает. В двухступенчатом компрессоре степень сжатия в каждой из ступеней будет меньше, при этом воздух, сжатый частично в цилиндре первой ступени, перед сжатием до конечного давления в цилиндре второй ступени охлаждается в промежуточном охладителе.

**Пример:** Если воздух, засасываемый в цилиндр первой ступени из атмосферы, сжимается до одной трети своего объема, то абсолютное давление воздуха на выходе будет составлять 3 бар. Количество тепла, выделяемого при данной сравнительно невысокой степени сжатия, будет малым. Далее сжатый воздух через промежуточный охладитель поступает к цилиндуру второй ступени, где его объем еще раз уменьшается — снова до одной трети. Таким образом, конечное давление составит 9 бар абсолютного давления.

В одноступенчатом компрессоре количество тепла, выделяемого при сжатии того же самого объема воздуха от давления, равного атмосферному, до 9 бар абсолютного давления, будет намного выше, и общий КПД будет существенно снижен.

На графике (рис. 4.7) сравнивается общий КПД одноступенчатых и двухступенчатых компрессоров при различных значениях выходного давления.

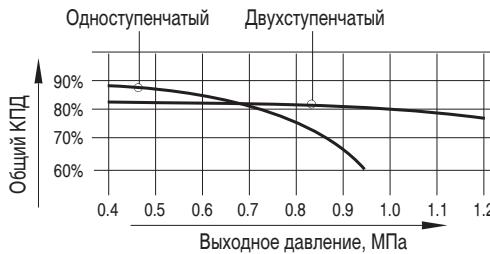


Рис. 4.7. График общего КПД

Для малых выходных давлений предпочтительнее использование одноступенчатых компрессоров, поскольку их объемный КПД выше. При более высоких значениях выходного давления тепловые потери проявляют себя все более весомо, и в этом случае предпочтительнее двухступенчатые компрессоры, имеющие более низкие тепловые потери.

Потребляемая мощность является мерой для определения общего КПД и может использоваться при оценке затрат на производство сжатого воздуха. В среднем можно принять, что для производства 120 – 150 л/мин сжатого воздуха (0,12–0,15 норм.м<sup>3</sup>/мин) с рабочим давлением 7 бар требуется 1,0 кВт электроэнергии.

Для получения точных значений необходимо учитывать тип и

размеры компрессора.

## **ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ КОМПРЕССОРОВ**

### **РЕСИВЕР (ВОЗДУХОСБОРНИК)**

Ресивер представляет собой изготовленную из сваренных стальных листов емкость, способную выдерживать значительное внутреннее давление. Ресивер служит аккумулятором сжатого воздуха, в котором сглаживаются пульсации воздушного потока.

Главным назначением ресивера является накопление сжатого воздуха для обеспечения бесперебойной подачи его в пневмосистему даже в тот момент, когда потребляемое количество воздуха превышает производительность компрессора. Ресивер также позволяет свести к минимуму смену режимов работы компрессора. Кроме того, ресивер обеспечивает дополнительное охлаждение сжатого воздуха, поступающего из охладителя. Благодаря этому масло и влага, содержащиеся в воздухе, конденсируются прежде, чем он поступит к потребителю. Учитывая это обстоятельство, рекомендуется размещать ресивер в прохладном месте.

Ресивер должен быть оборудован предохранительным клапаном, манометром, дренажным устройством и смотровыми люками для осуществления контроля, а также чистки внутренней полости ресивера.

### **ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ РЕСИВЕРА**

Размеры ресивера для аккумуляции сжатого воздуха определяются исходя из производительности компрессора и размеров системы в целом. Кроме того, они зависят от режимов потребления сжатого воздуха (является ли потребность в нем относительно постоянной или она все время меняется).

Для питания заводских систем сжатого воздуха, как правило, применяются компрессоры с электроприводом, которые включаются и выключаются при достижении соответственно минимального или максимального значения выходного давления. Такая система управления называется "автоматической". Во избежание частых переключений такая система требует наличия ресивера с необходимым минимальным объемом.

Передвижные компрессоры с приводом от двигателя внутреннего сгорания при достижении максимального значения давления не отключаются. В таких компрессорах при достижении максимального давления принудительно открываются всасывающие клапаны, и воздух беспрепятственно входит в рабочий цилиндр компрессора и выходит из него, не подвергаясь сжатию. В этом случае требуется совсем небольшой ресивер.

Для приближенной оценки размеров ресивера можно воспользоваться следующим правилом:

**Вместимость резервуара ресивера должна быть приблизительно равна объему сжатого воздуха, производимого компрессором за одну минуту.**

**Пример:** Производительность компрессора 18 норм.м<sup>3</sup>/мин (всасываемый атмосферный воздух) при среднем магистральном давлении 7 бар. Таким образом, количество сжатого воздуха, производимого за минуту, составит  $18000 / (7+1) = 2250$  литров. Видимо, наиболее подходящим для данной системы ресивером будет нормализованный резервуар емкостью 2750 литров.

## ВХОДНОЙ ФИЛЬТР

Обычный городской воздух может содержать в одном кубическом метре до 140 миллионов твердых частиц различных загрязнителей, таких как пыль, грязь, пыльца и прочие примеси. Если такой воздух сжать до 7 бар, то концентрация примесей приблизится к миллиарду частиц на кубический метр. Поэтому важным условием надежной работы любого компрессора в течение длительного срока является наличие в нем высокоеффективного фильтра для удаления загрязнений, приводящих к повышенному износу цилиндров, поршневых колец и т.п. в основном из-за своего абразивного воздействия.

Входной фильтр не должен являться фильтром тонкой очистки, иначе вследствие высокого сопротивления воздушному потоку сильно снизится КПД компрессора. Таким образом, очень мелкие частицы (до 5 мкм) им не задерживаются и остаются в потоке воздуха.

Устройство забора воздуха должно быть сориентировано таким образом, чтобы в компрессор поступал как можно более чистый и сухой воздух, а входной трубопровод должен иметь достаточно большой диаметр, чтобы исключить чрезмерные потери давления. Если в системе применяется глушитель, то его конструкция может включать в себя воздушный фильтр, который должен устанавливаться перед глушителем.

## УДАЛЕНИЕ ВЛАГИ ИЗ ВОЗДУХА

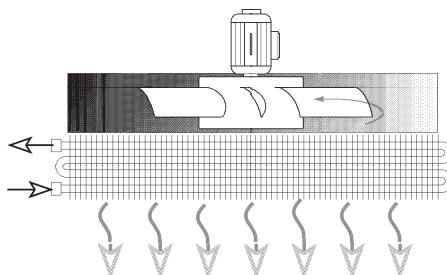
### ОХЛАДИТЕЛИ

После окончательного сжатия воздух имеет высокую температуру. По мере его охлаждения происходит конденсация влаги, и в воздушную систему поступает большое количество воды, которую необходимо удалять. Наиболее эффективным способом удаления большей части

конденсата является охлаждение воздуха на выходе сразу же после сжатия.

Охладители сжатого воздуха представляют собой теплообменники с воздушным или водяным охлаждением.

### ВОЗДУШНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ



*Рис. 4.8. Принцип действия охладителя с воздушным охлаждением*

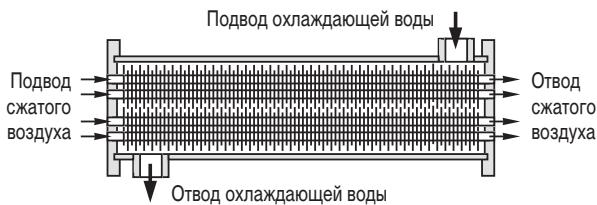
Данный охладитель представляет собой систему трубопроводов, по которым пропускается сжатый воздух. Снаружи эти трубопроводы охлаждаются потоком холодного воздуха, поступающего от вентилятора. Типовая конструкция такого охладителя показана на рис. 4.8.

Температура охлажденного сжатого воздуха примерно на 15°C выше, чем температура охлаждающего воздуха.

### ВОДЯНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ

В водяном охладителе такая же система трубопроводов монтируется в стальном корпусе. По трубам пропускают сжатый воздух, а в корпусе циркулирует холодная вода.

Принципиальное устройство такого водяного охладителя показано на рис. 4.9.



*Рис. 4.9. Принцип действия охладителя с водяным охлаждением*

Следует отметить, что описанная выше схема водяного охладителя

не является единственной. Так, вода может циркулировать по системе оребренных труб, при этом воздух протекает через полость корпуса, омывая ребра и трубы снаружи.

Температура охлажденного сжатого воздуха примерно на 10°C выше, чем температура охлаждающей воды.

Для удаления накопившегося в охладителе конденсата служит автоматическое сливное устройство, которое либо монтируется на корпусе охладителя, либо встраивается непосредственно в него.

Охладители должны быть оборудованы предохранительным клапаном и манометром. Рекомендуется также предусмотреть в конструкции охладителя термометры для замера температуры воздуха и воды.

## ОСУШИТЕЛИ ВОЗДУХА

Охладители снижают температуру сжатого воздуха до значений, на 10-15°C выше температуры охлаждающей среды. Это не избавляет от возможности дальнейшего охлаждения воздуха при прохождении через трубопроводы и другие элементы пневмосистемы, имеющие более низкую, чем воздух, температуру. Если трубопровод выходит на улицу, то в зимнее время охлаждение воздуха может оказаться весьма существенным. В пневмосистеме, таким образом, может выпадать большое количество конденсата. Чтобы исключить выпадение конденсата в пневмосистеме, воздух подвергают осушке – операции по снижению содержания водяного пара.

Осушка воздуха принципиально сводится к снижению точки росы, то есть температуры, при которой воздух предельно насыщен влагой (влажность 100%). Чем ниже точка росы, тем меньшее количество влаги остается в сжатом воздухе.

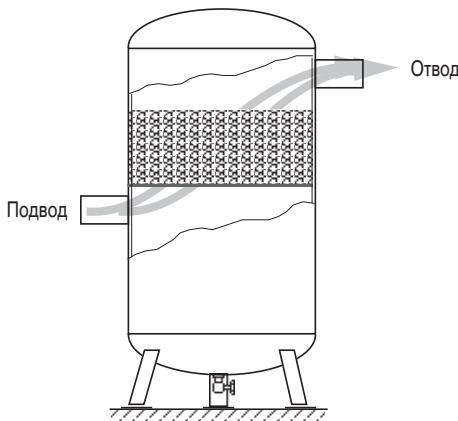
В промышленности применяются три основных вида осушителей воздуха, которые работают по принципу абсорбции, адсорбции или охлаждения.

## АБСОРБЦИОННАЯ ОСУШКА

Принцип действия заключается в пропускании потока сжатого воздуха через специальное осушающее вещество (рис.4.10). Им может быть обезвоженный мел или хлористый магний. Эти вещества сохраняют после контакта с влагой твердое состояние. Если используются хлористый литий или хлористый кальций, то эти вещества вступают с влагой в реакцию с образованием раствора, который впоследствии сливают через днище резервуара.

Осушающее вещество должно через регулярные промежутки времени пополняться, поскольку по мере расходования солей в процессе работы осушителя точка росы будет повышаться. Тем не менее может

быть достигнуто значение точки росы 5°C при давлении 7 бар.



*Рис. 4.10. Устройство абсорбционного осушителя воздуха*

Основными преимуществами этого способа осушки являются его низкие первоначальные и эксплуатационные затраты. Однако необходимо иметь в виду, что температура сжатого воздуха на входе в осушитель не должна превышать 30°C, кроме того, применяемые в осушителе химикаты вызывают коррозию металлов, из-за чего возникает необходимость в тщательной фильтрации воздуха после осушителя с целью недопущения попадания в пневматическую систему этих химикатов в виде мелкодисперсного тумана.

В отечественной практике, как в прошлом, так и в настоящее время, абсорбционная осушка использовалась редко, в основном для осушки небольших объемов воздуха в лабораторных условиях [1].

### АДСОРБЦИОННАЯ ОСУШКА

В вертикальную камеру (рис.4.11) помещают специальные химикаты, такие как силикагель, активированный глинозем или синтетические цеолиты в гранулах. При прохождении сжатого воздуха через эту камеру гранулы химикатов осаждают на своей поверхности содержащуюся в нем влагу (физическая адсорбция). Как только поверхность частиц сорбента насыщается влагой, он подвергается регенерации путем нагрева или, как показано на рис. 4.11, продувки осущенным воздухом.

Влажный сжатый воздух подается (см.рис.4.11) через управляемый распределитель и проходит через сушильную колонну 1. Осущенный воздух вытекает через выходное отверстие. От 10 до 20 процентов осущенного воздуха пропускается через отверстие О2 и колонну 2 в обратном направлении с целью поглощения влаги из осушителя для

его регенерации. Использованный для регенерации сорбента воздух выводится из системы. Распределитель при помощи таймера периодически переключается, попеременно подводя воздух то к одной колонне, то к другой (соответственно для осушки воздуха и регенерации сорбента). Тем самым обеспечивается непрерывная подача сухого воздуха.

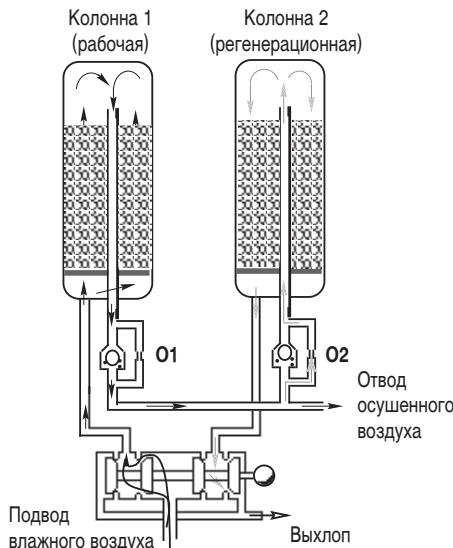


Рис. 4.11. Устройство адсорбционного осушителя

При помощи этого метода можно добиться очень низких значений точки росы – минус 40°C и ниже.

В осушитель может быть встроен цветовой индикатор для контроля степени насыщения агента. В целях предотвращения уноса в воздух мелких частиц сорбента очень важно обеспечить микрофильтрацию на выходе из осушителя. Первоначальные и эксплуатационные затраты на данную конструкцию сравнительно высокие, а затраты на техническое обслуживание имеют выраженную тенденцию к снижению.

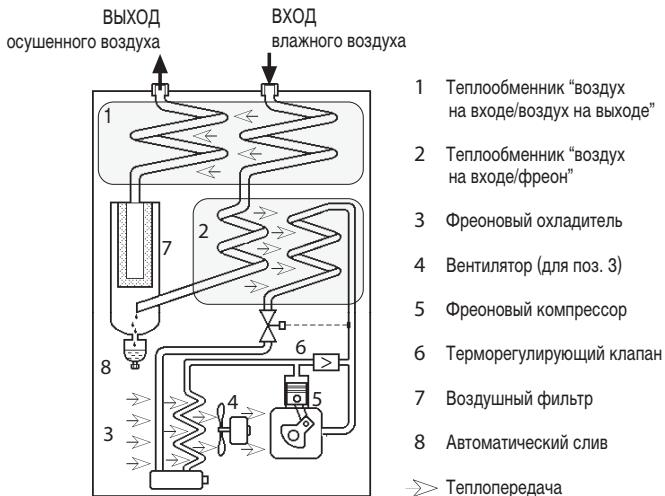
### ОСУШКА ОХЛАЖДЕНИЕМ (КОНДЕНСАЦИОННАЯ)

Осушитель рефрижераторного типа представляет собой механический агрегат, состоящий из охлаждающего контура и двух теплообменников (рис.4.12).

Влажный неохлажденный воздух подвергается предварительному охлаждению в первом теплообменнике 1 за счет передачи части тепла охлажденному воздуху, выходящему из осушителя.

Далее воздух охлаждается по принципу отвода тепла в холодильнике

за счет испарения фреона или его заменителя в охлаждающем контуре теплообменника 2. При этом влага и масляный туман конденсируются и автоматически отделяются от потока воздуха.



*Рис. 4.12. Устройство осушителя рефрижераторного типа*

Через воздушный теплообменник 1 проходит возвратная труба, заполненная холодным сухим воздухом, которая и отбирает тепло из подводимого воздуха, имеющего более высокую температуру. Благодаря этому предупреждается образование конденсата в зоне выпуска воздуха, увеличивается объем воздуха и снижается его относительная влажность.

При помощи современных рефрижераторных осушителей можно получить точку росы на выходе 2°C, хотя и 5°C будет достаточной для большинства случаев промышленного использования сжатого воздуха. Температура на входе может достигать 60°C, однако более экономичным вариантом является подача в осушитель предварительно охлажденного воздуха.

Затраты на осушку сжатого воздуха, как правило, составляют 10–20% от затрат на его сжатие.

### МАГИСТРАЛЬНЫЙ ФИЛЬТР

Для удаления из сжатого воздуха загрязнений – твердых частиц, капель конденсата, водяного и масляного тумана – за ресивером должен быть установлен фильтр с высокой пропускной способностью (рис.4.13).

Этот фильтр должен иметь минимальное сопротивление потоку сжатого воздуха и при этом обеспечивать удаление мельчайших капель масла, попавших в воздух из компрессора, во избежание образования эмульсии при контакте масла с водяным конденсатом, присутствующим в магистрали.

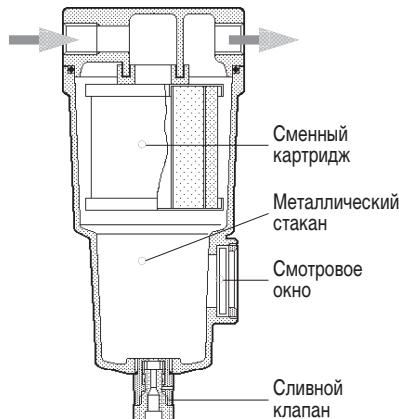


Рис. 4.13. Типовой магистральный фильтр

В магистральном фильтре отсутствует дефлектор, для правильного функционирования которого требуется определенный минимальный перепад давления, как это имеет место в “стандартном фильтре”, о котором будет идти речь позднее в разделе, посвященном подготовке воздуха.

Для обеспечения регулярного сброса накопившегося конденсата предусмотрен автоматический конденсатоотводчик, который либо монтируется на корпусе фильтра, либо непосредственно в него встраивается.

Как правило, магистральные фильтры имеют быстросменный фильтрующий элемент.

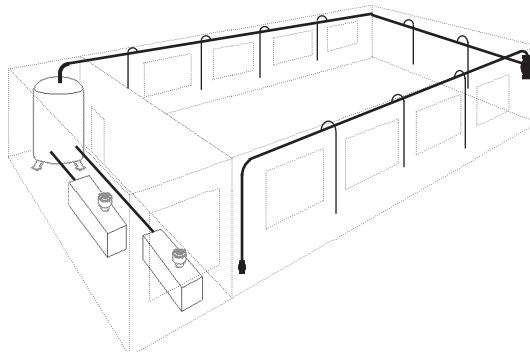
## РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА

Воздушная магистраль представляет собой трубопроводную распределительную систему, предназначенную для подвода воздуха различным потребителям.

На практике применяют две основные конфигурации: *линейная* (*туниковая*) и *кольцевая магистраль*.

## ЛИНЕЙНАЯ МАГИСТРАЛЬ

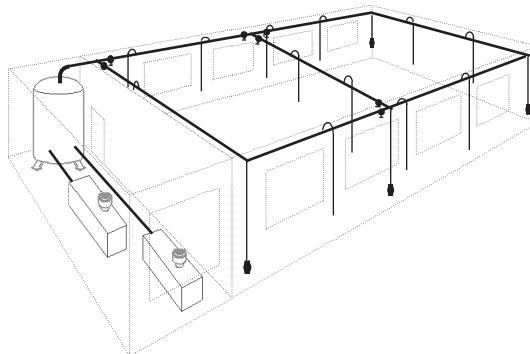
Для обеспечения надежного дренажа трубопровод должен иметь наклон вниз величиной примерно 1:100 в направлении потока, а также надежную систему слива. На определенных участках магистраль может быть снова выведена на первоначальную высоту за счет двух широких изгибов под прямым углом. В нижней точке устанавливается отвод для дренажа (рис.4.14).



*Рис. 4.14. Типовая линейная магистраль*

## КОЛЬЦЕВАЯ МАГИСТРАЛЬ

В системе с кольцевой магистралью (рис.4.15) воздух может подаваться к точке наибольшего потребления с двух сторон, что позволяет снизить потери давления. Однако, при этом конденсат может уноситься в систему в любом направлении, поэтому здесь следует предусмотреть достаточное количество точек отбора воды с устройствами автоматического слива.



*Рис. 4.15. Типовая кольцевая магистраль*

Для того чтобы разбить воздушную магистраль на секции, можно установить запорные клапаны. Это дает возможность временно отключить от системы участки, которые требуют технического обслуживания или ремонта.

## ОТВОДЫ

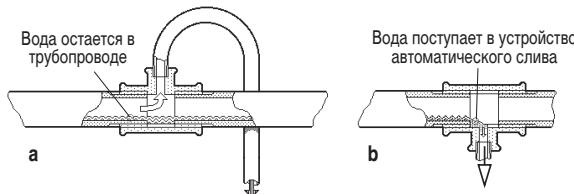


Рис. 4.16. Отбор воздуха (а) и отвод конденсата (б)

Если в системе не установлены высокопроизводительные охладитель и осушитель сжатого воздуха, распределительный трубопровод выступает в качестве охлаждающей поверхности. В результате, конденсат воды и масла скапливается по всей его длине.

Отводные трубы (опуски) подсоединяются к верхней части магистрали для того, чтобы вода, находящаяся в магистрали, попадала не в них, а в дренажные трубы, которые подсоединяются к магистрали в каждой нижней точке (рис. 4.16 а, б). Из этих дренажных труб необходимо либо постоянно сливать конденсат, либо предусмотреть систему автоматического слива.

Автоматические конденсатоотводчики требуют больших первоначальных затрат на их установку, зато впоследствии они более экономичны по сравнению с устройствами ручного отвода конденсата, так как в последнем случае трудозатраты оказываются значительно выше. Отсутствие ручного или автоматического слива конденсата может стать причиной загрязнения магистрали.

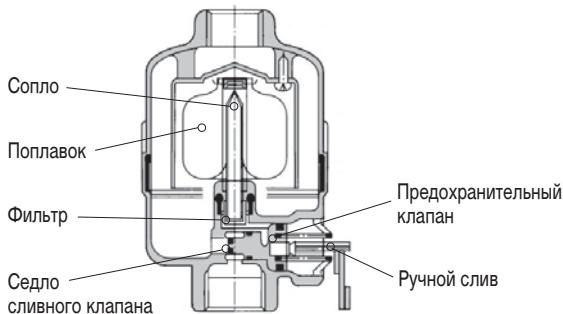
## АВТОМАТИЧЕСКИЕ КОНДЕНСАТООТВОДЧИКИ

На рис. 4.17 и 4.18 показаны два типа автоматических устройств для отвода конденсата.

В конденсатоотводчике поплавкового типа, показанном на рис. 4.17, поплавок перемещается по трубке, которая служит ему в качестве направляющей. Внутренняя полость трубки имеет связь с атмосферой через фильтр, предохранительный клапан, отверстие в подпружиненном поршне и полость, в которой ходит шток рукоятки ручного слива.

Конденсат собирается в нижней части корпуса, и, как только его накопится достаточно много, поплавок поднимается со своего седла. В

результате давление, существующее в корпусе, передается на поршень, который смещается вправо и открывает сливной клапан, позволяя воде вылиться. В результате поплавок опускается и перекрывает подачу воздуха на поршень.



*Рис. 4.17. Автоматический конденсатоотводчик поплавкового типа*

В момент, когда поплавок перекрывает сопло, предохранительный клапан ограничивает давление за поршнем. Величина этого давления, которая предварительно настраивается, позволяет поршню не рывком, а постепенно возвращаться в исходное положение, по мере того, как воздух будет выходить через предохранительный клапан.

На рис. 4.18 показан конденсатоотводчик с электрическим приводом, в котором периодический сброс конденсата осуществляется через тарельчатый клапан, приводимый в действие вращающимся кулачком.



*Рис. 4.18. Автоматический конденсатоотводчик с электроприводом*

Преимущество этого устройства заключается в том, что оно может надежно работать при любой ориентации в пространстве и в условиях повышенной вибрации, благодаря чему его можно устанавливать в передвижных компрессорах, а также в пневматических системах автобусов или грузовых автомобилей.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ТРУБОПРОВОДОВ

Стоимость воздушных магистралей существенно зависит от первоначальных затрат на монтаж установок сжатого воздуха. Уменьшение диаметра трубы хотя и снизит капитальные затраты, но приведет к увеличению потерь давления в системе и росту эксплуатационных расходов, в результате чего затраты превысят дополнительную стоимость, в которую бы вылилось использование труб большего диаметра.

Кроме того, поскольку трудозатраты составляют большую часть общих расходов и в то же время очень мало зависят от размеров труб, то, например, стоимость монтажа труб диаметром 25 мм почти такая же, как и для труб диаметром 50 мм. Вместе с тем, пропускная способность труб диаметром 50 мм в четыре раза больше, чем пропускная способность труб диаметром 25 мм.

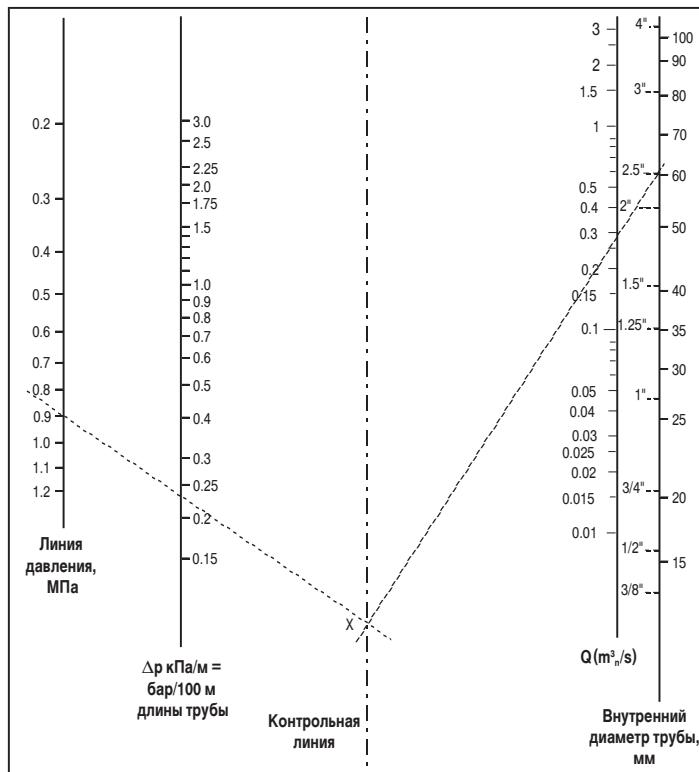


Рис. 4.19. Номограмма для определения диаметра магистральной трубы

Несмотря на то, что в кольцевой магистрали подача сжатого воздуха к любому конкретному потребителю осуществляется с двух сторон, т.е. из двух трубопроводов, при определении размера труб следует пренебречь этой двойной подачей и теоретически предположить, что воздух будет подаваться только по одной трубе.

Размеры воздушной магистрали и ее отводов определяются исходя из ограничения скорости воздушного потока, которую обычно рекомендуется задавать не выше 6 м/с. В то же время рабочие контуры с давлением около 6 бар и длиной в несколько метров, могут работать при скоростях воздушного потока до 20 м/с. Величина перепада давления между выходом из компрессора и концом отводной трубы не должна превышать 0,3 бар. Необходимый диаметр трубы можно определить по номограмме (рис. 4.19).

Колена, отводы и клапаны являются источниками дополнительного аэродинамического сопротивления. При расчете общего падения давления их можно учесть как дополнительную (эквивалентную) длину, создающую такое же сопротивление потоку. В таблице 4.20 приведены значения эквивалентных длин для различной трубной арматуры, обычно используемой в пневматике.

**Пример (а):** Требуется определить размер трубы, через которую будет проходить расход воздуха 16800 норм.л/мин при максимальном перепаде давления не более 0,3 бар на 125 м длины трубы. Двухступенчатый компрессор включается при давлении 8 бар и отключается при давлении 10 бар. Среднее давление составляет 9 бар.

Падение давления в 30 кПа на 125 м соответствует  $30 \text{ кПа}/125 \text{ м} = 0,24 \text{ кПа}/\text{м}$ .

Обратимся к номограмме 4.19:

Проведем линию от точки 9 бар на линии давления через точку, соответствующую значению 0,24 кПа/м, на линии перепадов давления до пересечения с контрольной линией в точке Х.

Соединим точку Х с точкой 0,28 м<sup>3</sup>/с прямой линией до пересечения с линией, на которой отложены значения размера трубы. Это произойдет примерно в точке 61 мм.

Это значит, что минимальный внутренний диаметр трубы, которую можно использовать для нашего случая, составляет 61 мм. По таблице определяем, что труба с условным проходом 65 мм (см. таблицу 4.21) имеет фактический внутренний диаметр 68,8 мм, и такая труба будет удовлетворять условиям технического задания.

**Пример (б):** Предположим, что в трубу длиной 125 м в приведенном выше примере (а) будут врезаны последовательно несколько фитингов: два колена, два прямых отвода 90°, шесть стандартных тройников, а также два обратных клапана. Спрашивается, потребуется ли для обеспечения перепада давления в 30 кПа труба большего диаметра. По таблице 4.20, графа "Условный проход трубы 65 мм", определим эквивалентную длину трубы для перечисленных

элементов:

два колена:	$2 \cdot 1,4 \text{ м} = 2,8 \text{ м}$
два прямых отвода 90°	$2 \cdot 0,8 \text{ м} = 1,6 \text{ м}$
шесть стандартный тройников	$6 \cdot 0,7 \text{ м} = 4,2 \text{ м}$
два обратных клапана	$2 \cdot 0,5 \text{ м} = 1,0 \text{ м}$
Всего	$\Sigma = 9,6 \text{ м}$

Эти двенадцать элементов создают аэродинамическое сопротивление, эквивалентное примерно дополнительным 10 метрам трубы.

Таким образом, "эффективная длина" трубы составит  $125 + 9,6 \approx 135 \text{ м}$ , а допустимый перепад  $\Delta p/\text{м}$ :

$$30 \text{ кПа}/135 \text{ м} = 0,22 \text{ кПа}/\text{м}.$$

Обратимся снова к номограмме на рис. 4.19: точка пересечения с линией размера трубы соответствует почти тому же самому диаметру, что и раньше. Следовательно, для заданных условий подойдет труба с условным проходом 65 мм, или с фактическим внутренним диаметром 68,8 мм.

*Примечание:* При определении размеров магистрали для вновь создаваемых систем необходимо учитывать возможность последующего увеличения количества арматуры.

Таблица 4.1. Эквивалентная длина трубы для арматурных элементов, используемых в магистральных трубопроводах

Тип фитинга	Условный проход трубы (мм)									
	15	20	25	30	40	50	65	80	100	125
Колено	0,3	0,4	0,5	0,7	0,8	1,1	1,4	1,8	2,4	3,2
Прямой отвод 90° (длинный)	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	0,9	1,2	1,5
Прямой отвод 90°	1,0	1,2	1,6	1,8	2,2	2,6	3,0	3,9	5,4	7,1
Отвод 180°	0,5	0,6	0,8	1,1	1,2	1,7	2,0	2,6	3,7	4,1
Шаровой клапан	0,8	1,1	1,4	2,0	2,4	3,4	4,0	5,2	7,3	9,4
Обратный клапан	0,1	0,1	0,2	0,3	0,3	0,4	0,5	0,6	0,9	1,2
Стандартный тройник	0,1	0,2	0,2	0,4	0,4	0,5	0,7	0,9	1,2	1,5
Боковой тройник	0,5	0,7	0,9	1,4	1,6	2,1	2,7	3,7	4,1	6,4

## МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ТРУБОПРОВОДОВ

### СТАНДАРТНАЯ ГАЗОВАЯ ТРУБА

Магистральные трубопроводы обычно монтируются из стальных труб или труб из ковкого чугуна. Это могут быть черные или

оцинкованные трубы, которые меньше подвержены коррозии. На трубах может нарезаться резьба для установки необходимой арматуры. Для труб диаметром свыше 80 мм зачастую более экономичным, чем нарезка резьбы в теле трубы большого сечения, оказывается применение приварных фланцев. Ниже приведены технические данные стандартных газовых труб, изготовленных из углеродистой стали:

*Таблица 4.2. Размерные характеристики труб*

Условный проход		Наружный диаметр, мм	Толщина, мм	Масса, кг/м
A	B			
6	1/8	10,5	2,0	0,419
8	1/4	13,8	2,3	0,652
10	3/8	17,3	2,3	0,851
15	1/2	21,7	2,8	1,310
20	3/4	27,2	2,8	1,680
25	1	34,0	3,2	2,430
32	1 1/4	42,7	3,5	3,380
40	1 1/2	48,6	3,5	3,890
50	2	60,3	3,65	5,100
65	2 1/2	76,1	3,65	6,510
75	3	88,9	4,05	8,470
100	4	114,3	4,5	12,100

### *ТРУБОПРОВОДЫ ИЗ НЕРЖАВЕЮЩЕЙ СТАЛИ*

Применяются в первую очередь для прямых магистралей большой протяженности, когда требуются проходные сечения очень большого диаметра.

### *МЕДНЫЕ ТРУБОПРОВОДЫ*

Там, где требуется повышенная устойчивость к коррозии, высокой температуре, а также большая жесткость, могут использоваться медные трубы с величиной условного прохода до 40 мм. Необходимо, однако, иметь в виду, что трубы диаметром свыше 28 мм будут сравнительно дорогими. Сборка значительно облегчается при использовании высококачественных отожженных труб в сочетании с обжимными соединениями.

## РЕЗИНОВЫЕ ТРУБОПРОВОДЫ ("ВОЗДУШНЫЕ ШЛАНГИ")

Резиновый шланг или шланг из упрочненной пластмассы лучше всего подходит для ручного пневматического инструмента, так как он обеспечивает максимальную свободу действий для оператора. Размеры резиновых шлангов приведены ниже.

*Таблица 4.3. Технические характеристики  
резинового шланга с тканевой оболочкой*

Условный проход, дюйм	Наружный диаметр, мм	Внутренний диаметр, мм	Площадь внутреннего сечения, мм <sup>2</sup>
1/8	9,2	3,2	8,04
1/4	10,3	6,3	31,2
3/8	18,5	9,5	70,9
1/2	21,7	12,7	127
5/8	24,10	15,9	199
3/4	29,0	19,0	284
1	35,4	25,4	507
1 1/4	45,8	31,8	794
1 1/2	52,1	38,1	1140
1 3/4	60,5	44,5	1560
2	66,8	50,8	2030
2 1/4	81,1	57,1	2560
2 1/2	90,5	63,5	3170

Резиновый шланг рекомендуется устанавливать главным образом для инструментов, а также в других случаях, когда труба подвергается механическому износу.

## ПЛАСТМАССОВЫЕ ТРУБОПРОВОДЫ

Пластмассовый трубопровод чаще всего применяется для соединения отдельных элементов пневматической системы между собой. В пределах своего (ограниченного) диапазона рабочих температур пластмассовые трубы обладают явным преимуществом с точки зрения монтажа, так как они хорошо режутся на нужную длину и обеспечивают быстрое соединение при помощи обжимных или быстроразъемных фитингов.

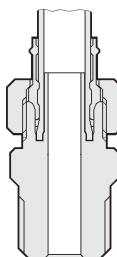
Если по условиям работы пневмосистемы необходимо, чтобы трубопровод обладал большой гибкостью из-за наличия крутых изгибов или необходимости постоянно совершать определенные движения, то в этом случае применяется мягкий нейлон или полиуретан, хотя этот

материал рассчитан на меньшие значения максимального давления, гарантирующие безопасную работу.

### **ФИТИНГИ В ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ**

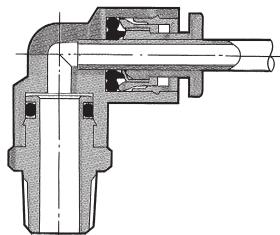
В пневматических системах соединение отдельных элементов между собой осуществляется различными способами.

*Фитинг с накидной гайкой и врезной втулкой* (рис.4.20) обеспечивает надежное фиксирующее усилие внутри и снаружи трубы. При наворачивании накидной гайки трубы обжимается гильзой. Втулка штуцера, входящая внутрь трубы, уменьшает ее внутренний диаметр, в результате чего создается некоторое дополнительное сопротивление.



*Рис. 4.20. Вставной фитинг с накидной гайкой и врезной втулкой*

*Быстроразъемный цанговый фитинг* (рис.4.21) обеспечивает высокое фиксирующее усилие. Кроме того, в нем применяется уплотнение специального профиля, гарантирующее надежное уплотнение как для избыточного давления, так и для вакуума, и для воды.



*Рис. 4.21. Быстроразъемный цанговый фитинг в виде колена*

Это соединение не создает дополнительного аэродинамического сопротивления, поскольку площадь его внутреннего сечения, равна площади трубы.

*Самозапирающийся фитинг* (рис.4.22) имеет встроенный обратный клапан, благодаря которому воздух не сбрасывается из пневмосистемы в атмосферу после удаления трубы.

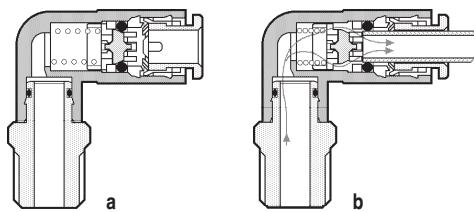


Рис. 4.22. Пример самозапирающегося фитинга

- a. Если трубка не вставлена, фитинг закрыт при помощи обратного клапана.
- b. При вставленной трубке фитинг открыт за счет смещения обратного клапана с седла.

## **5. ПОДГОТОВКА ВОЗДУХА**

---

Как уже было упомянуто выше, атмосферный воздух содержит пыль и влагу. После его сжатия, содержащаяся в нем влага конденсируется в выходном охладителе и ресивере, однако, некоторое ее количество все-таки попадает в магистраль. Более того, мелкие частицы масла, ржавчины и окалины со стенок трубы и другие посторонние включения, такие, например, как продукты износа уплотнений, выпадают в системе в виде осадка. Все это отрицательно сказывается на состоянии пневматического оборудования, приводя к повышенному износу уплотнений и узлов оборудования, коррозии и “залипанию” клапанов.

Для удаления этих загрязнителей воздух должен очищаться по возможности до такого состояния, которое отвечает требованиям потребителя. Процесс подготовки воздуха включает в себя также регулирование давления и при необходимости — смазку.

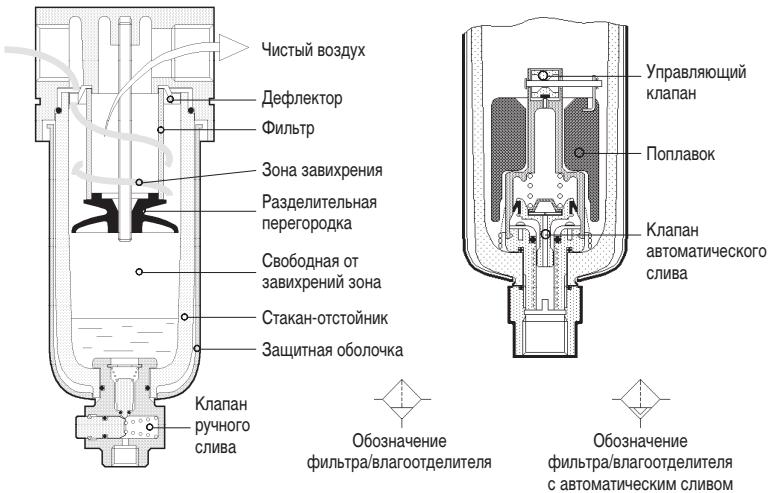
### **ФИЛЬТРАЦИЯ**

#### **СТАНДАРТНЫЙ ФИЛЬТР**

В пневматике принято называть «стандартным» фильтр, который, в отличие от магистрального, предназначен для очистки воздуха непосредственно у потребителя. Стандартный фильтр (рис. 5.1) представляет собой комбинацию влагоотделителя и фильтра. Если воздух предварительно не будет очищен от крупных капель конденсата и частиц, в фильтре будет скапливаться много влаги, и, кроме того, он начнет забиваться твердыми частицами пыли и ржавчины.

Первичное влагоотделение осуществляется методом инерционной очистки, что обеспечивается дефлектором, установленным на входе в фильтр. Наиболее тяжелые частицы грязи, воды и масла отбрасываются от центра и попадают на стенки стакана-отстойника, откуда они стекают вниз и собираются на дне. После этого отстой можно слить либо через ручной сливной кран, либо через автоматическое сливное устройство.

Разделительная перегородка отсекает вихревую камеру от находящейся под ней спокойной зоны. Благодаря ее наличию отделившаяся от сжатого воздуха жидкость не попадает обратно в поток сжатого воздуха.



*Рис. 5.1. Типовой фильтр-влагоотделитель и устройство автоматического отвода конденсата*

Более мелкие частички пыли, ржавчины и масла удаляются на втором этапе очистки — при прохождении сжатого воздуха через фильтрующий элемент. Стандартный элемент SMC обеспечивает удаление частиц размером от 5 микрон. При наличии магистральной подготовки воздуха этот элемент служит до 2 лет, его можно легко поменять на новый.

Необходимость периодической замены фильтрующего элемента вызвана двумя причинами: 1) засорением элемента, 2) износом элемента, т.е. изменением микроструктуры волокон. О засорении элемента судят по перепаду давлений на фильтре. Когда перепад приближается к 1 бар, элемент считается исчерпавшим свою работоспособность ввиду засорения. Таким образом, замена фильтрующего элемента производится при наступлении одного из событий:

- А) Истечание двух лет с начала эксплуатации,
- Б) Достижение перепада давлений 1 бар.

*Примечание:* на практике нормативы могут отличаться от указанных выше, поэтому в каждом конкретном случае следует руководствоваться технической документацией на изделие.

Стакан-отстойник обычно изготавливается из поликарбоната. Для защиты стакана от повреждений он помещается в защитную оболочку, выполненную из металла или также из поликарбоната. Если стакан предназначен для использования в химически агрессивной среде, то для его изготовления необходимо применение специальных материалов. Если стакан-отстойник подвергается воздействию высоких температур

или на него попадают искры и т.п., то он должен быть выполнен из металла.

Если конденсат накапливается быстро, желательно установить автоматический конденсатоотводчик.

На рис.5.1 справа показан автоматический конденсатоотводчик поплавкового типа, обычно встраиваемый в стандартные фильтры.

### ФИЛЬТРЫ ТОНКОЙ ОЧИСТКИ (МИКРОФИЛЬТРЫ)

Компрессорное масло содержится в сжатом воздухе в виде аэрозоля с размером частиц от 0.01 до 1 мкм, причем число частиц таких размеров достигает 90% от общего количества капель масла в потоке [3]. Бывает, что для потребителя наличие в воздухе масляного тумана крайне нежелательно. В таком случае используется фильтр тонкой очистки (рис.5.2). Поскольку это фильтр в чистом виде, в его конструкции не предусмотрен дефлектор.

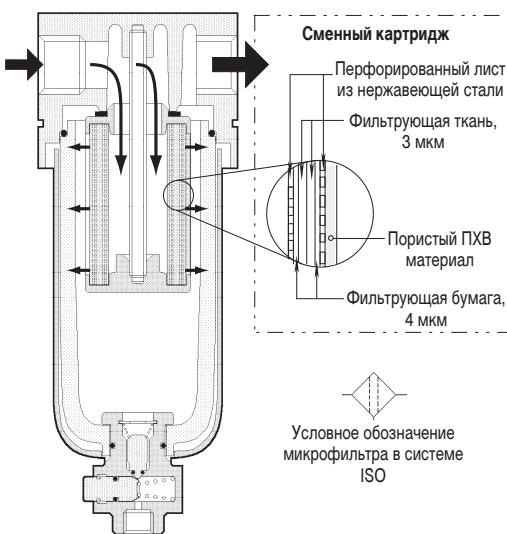


Рис. 5.2. Типовой фильтр тонкой очистки

Поток воздуха через входное отверстие сначала направляется в центр фильтрующего элемента, проходит через многослойные стенки от центра к периферии, и затем выходит наружу через выпускное отверстие.

Пыль улавливается фильтрующим элементом. Капли масляного и водяного тумана, оседая на волокнах, сливаются и укрупняются. Под действием потока воздуха укрупненные капли выступают через наружную поверхность элемента, но они становятся настолько тяжелы,

что поток не в состоянии подхватить их. В результате капли стекают вниз, и конденсат собирается на дне стакана. Явление слияния мелких капель в более крупные носит название *коалесценции*, из-за чего и сами фильтры, использующие этот принцип сбора конденсата, называют *коалесцентными*.

### **ФИЛЬТРЫ СВЕРХТОНКОЙ ОЧИСТКИ (СУБМИКРОФИЛЬТРЫ)**

Для обеспечения максимальной защиты таких специальных устройств как прецизионное измерительное пневматическое оборудование, устройства для окраски методом электростатического напыления, устройства для чистки и осушки электронных узлов и т.п. применяются фильтры сверхтонкой очистки, которые удаляют практически все масло и воду, а также мельчайшие частицы размером выше 0,01 микрона.

Принцип работы фильтра сверхтонкой очистки точно такой же, как и у фильтра тонкой очистки, с той лишь разницей, что в нем фильтрующий элемент имеет дополнительные слои с более высокой фильтрующей способностью.

### **ВЫБОР ФИЛЬТРА**

Размеры воздушного фильтра, необходимого для каждого конкретного случая, зависят от двух факторов:

- а) величины максимального расхода сжатого воздуха, потребляемого пневматическим оборудованием,
- б) максимально допустимого падения давления в системе.

Для того чтобы можно было правильно подобрать размеры фильтра, следует запросить у изготовителя его характеристики (графики зависимости перепада давлений на фильтре от расхода при различных давлениях).

Необходимо отметить, что в некоторых случаях из-за низкой скорости потока воздуха одного стандартного фильтра может оказаться недостаточно для эффективного удаления загрязнений.

### **КАЧЕСТВО СЖАТОГО ВОЗДУХА**

#### **СТЕПЕНЬ ФИЛЬТРАЦИИ**

На рис. 5.3 показаны различные степени очистки сжатого воздуха в зависимости от требований, предъявляемых различными видами пневматического оборудования.

Воздух из компрессора проходит через охладитель с автоматическим устройством слива конденсата. По мере дальнейшего охлаждения сжатого воздуха в ресивере вновь образующийся конденсат удаляется

через устройство автоматического слива, которое монтируется в днище ресивера. Во всех низших точках трубопровода также могут быть установлены дополнительные конденсатоотводчики.

Система подразделяется на три основные части:

В отводы 1 и 2 воздух попадает напрямую из ресивера. В отводы 3-6 воздух поступает после обработки в осушителе рефрижераторного типа. В отводе 7 устанавливается дополнительный осушитель адсорбционного типа.

Стандартные фильтры в отводах 1 и 2 оборудованы системой автоматического удаления конденсата. Отвод 2 обеспечивает более высокую степень очистки благодаря наличию фильтра тонкой очистки. В отводы 3-5 поступает сухой воздух, прошедший через осушитель рефрижераторного типа.

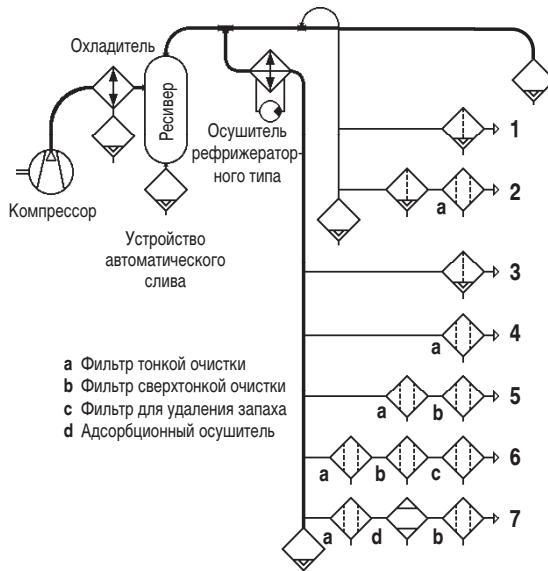


Рис. 5.3. 7 уровней фильтрации. Принципиальная схема

В итоге отвод 3 обеспечивает автоматический слив, отвод 4 снабжен предварительной фильтрацией, а из отвода 5 поступает воздух с повышенной степенью очистки, благодаря наличию фильтров тонкой и сверхтонкой очистки.

Отвод 6 оборудован фильтром для удаления запаха. Установленный в отводе 7 осушитель адсорбционного типа исключает возможность образования конденсата при низких температурах.

Типовые случаи применения различных уровней фильтрации приведены в таблице 5.1.

*Таблица 5.1. Характеристики и типовые применения семи уровней качества очистки сжатого воздуха*

№	Что удаляется	Где применяется	Типовой пример
1	Влага >99% Частицы пыли >5 мкм Жидкое масло >96%	Везде, где допускается присутствие некоторого количества твердых частиц, влаги и масла.	Промышленный воздух для зажимных приспособлений, продувки, простые пневматические приводы.
2	Частицы пыли >0,3 мкм Масляный туман >99,9% Насыщение влагой 99%	Везде, где в первую очередь требуется удаление пыли и масла, а некоторое содержание конденсата допускается.	Общепромышленное пневматическое оборудование для систем управления и приводов. Соединение металлических частей без использования уплотнений, пневматические инструменты и пневмодвигатели.
3	Влажность – до точки росы ниже -17° Далее как в п. 1	Везде, где удаление влаги является крайне необходимым, однако наличие пыли и масла допускается.	То же, что в п. (1), а также обычная окраска распылением при условии, что воздух дополнительного подвергается осушке.
4	Частицы пыли >0,3 мкм Масляный туман >99% Влажность - до точки росы ниже -17°	Везде, где не допускается присутствия в воздухе влаги, мелкой пыли и масляного тумана.	Системы управления технологическими процессами, измерительное оборудование, высококачественная окраска распылением, охлаждение литейных форм, в том числе пресс-форм для литья под давлением.
5	Частицы пыли >0,01 мкм Масляный туман >99,999% Влажность как в п. (4)	Везде, где требуется чистый воздух, практически свободный от каких-либо загрязнителей.	Прецзионное измерительное пневмооборудование, окраска методом электростатического напыления, чистка и сушка электронного оборудования.
6	Как в п. (5), с дополнительным удалением запаха.	Везде, где требуется абсолютно чистый воздух, как в п. (5), но еще и без запаха	Фармацевтическая промышленность, процессы упаковки в пищевой промышленности, пневмотранспорт и пивоварение, воздух для дыхания
7	Все загрязнители как в п.(6), но с точкой росы ниже -30°C.	Везде, где должна быть устранена всякая возможность конденсации при расширении и при низких температурах.	Сушка элементов микроэлектроники. Хранение фармацевтической продукции. Морское измерительное оборудование. Пневмотранспорт порошкообразных материалов.

## СТАНДАРТЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ЗАГРЯЗНЕННОСТЬ СЖАТОГО ВОЗДУХА

В 1971 году в нашей стране был введен первый в мировой практике стандарт, регламентирующий загрязненность сжатого воздуха [4]. Сегодня он известен как ГОСТ 17433-80 [5]. Стандарт устанавливает 15 классов загрязненности (таблица 5.2).

*Таблица 5.2. Классы загрязненности сжатого воздуха  
по ГОСТ 17433-80*

Класс загрязненности	Размер твердой частицы, мкм, не более	Содержание посторонних примесей, мг/м <sup>3</sup> , не более		
		Твердые частицы	Вода (в жидком состоянии)	Масла (в жидком состоянии)
0	0,5	0,001		Не допускаются
1	5	1		Не допускаются
2			500	Не допускаются
3	10	2		Не допускаются
4			800	16
5	25	2		Не допускаются
6			800	16
7	40	4		Не допускаются
8			800	16
9	80	4		Не допускаются
10			800	16
11	Нерегламентированся	12,5		Не допускаются
12			3200	25
13		25		Не допускаются
14			10000	100

Класс 0 соответствует минимальной загрязненности. Остальные классы объединены в пары (1-2, 3-4, и т.д.). Требования по размеру и содержанию твердых частиц – одинаковы для обоих классов, входящих в каждую пару. Однако требования по содержанию влаги (как в жидком, так и в парообразном состоянии) и масла существенно различны. Для нечетных классов (1, 3, 5, 7, 9, 11, 13) наличие воды и масла в жидком состоянии не допускается. Согласно ГОСТ 24484-80 [6], загрязненность воздуха водой и маслом удовлетворяет требованию «не допускается», если при 5-минутном обдуве чистой фильтровальной бумаги струей сжатого воздуха с расстояния 5-10 см на бумаге не остается пятен увлажнения.

Стандарт устанавливает также ограничение на содержание влаги в

парообразном состоянии: точка росы для «0» и всех нечетных классов должна быть ниже минимальной рабочей температуры не менее чем на 10°C. Точка росы относится к воздуху, находящемуся под рабочим давлением. Для четных классов (2, 4, 6, 8, 10, 12, 14) допускается наличие воды и масла в жидкоком состоянии (см.таблицу), а точка росы не регламентируется. Содержание посторонних примесей указано в таблице для воздуха, приведенного к условиям: давление 1.013 бар и температура 20°C.

Пример обозначения: **Воздух кл.7 ГОСТ 17433-80**

В 1991 году появился международный стандарт, регламентирующий чистоту сжатого воздуха. В России он введен в 2005 году как ГОСТ Р ИСО 8573-1-2005 [7]. Его главное отличие заключается в том, что чистота воздуха характеризуется тремя классами, не зависящими друг от друга: по твердым частицам, по воде и по маслу. Основное содержание стандарта видно из таблицы 5.3.

Содержание посторонних примесей указано в таблицах для воздуха, приведенного к условиям: давление 1.013 бар и температура 20 °C.

Пример обозначения:

**Класс чистоты сжатого воздуха ГОСТ Р ИСО 8573-1-2005**

### 2.6.3

Это следует понимать так:

- класс по твердым частицам — 2, т.е. в 1 м<sup>3</sup> содержится не более 100000 частиц с размером от 0,1 до 0,5 мкм, не более 1000 частиц с размером от 0,5 до 1,0 мкм и не более 10 частиц с размером от 1,0 до 5,0 мкм;
- класс по влаге — 6, т.е. воздух, находящийся под давлением, имеет точку росы не выше +10 °C;
- класс по маслу — 3, т.е. в 1 м<sup>3</sup> воздуха содержится не более 1 мг масла, причем это количество включает масло в виде аэрозоля, жидкости и пара.

## РЕГУЛИРОВКА ДАВЛЕНИЯ

Регулировать давление в пневмосистеме необходимо, так как его повышенный уровень вызывает ускоренный износ пневматического оборудования при совсем незначительном или вовсе нулевом увеличении производительности. Слишком малое давление экономически неоправданно, так как оно резко снижает КПД оборудования.

*Таблица 5.3. Классы чистоты сжатого воздуха  
по ГОСТ Р ИСО 8573-1-2005*

**Часть 1. Классификация по размеру или содержанию твердых частиц**

Класс	Максимальное число частиц в 1 куб. метре				Размер частиц, мкм	Содержание, мг/м <sup>3</sup>		
	Размер частиц d, мкм							
	≤ 0,10	0,10 < d ≤ 0,5	0,5 < d ≤ 1,0	1,0 < d ≤ 5,0				
0	Меньше, чем по классу 1 – регламентируется поставщиком или пользователем оборудования				–	–		
1	–	100	1	0				
2	–	100 000	1 000	10				
3	–	–	10 000	500				
4	–	–	–	1 000				
5	–	–	–	20 000				
6	–				≤ 5	≤ 5		
7	–				≤ 40	≤ 10		

**Часть 2. Классификация по содержанию влаги**

Класс	Точка росы сжатого воздуха, °С
0	Ниже, чем по классу 1 – регламентируется поставщиком или пользователем оборудования
1	≤ -70
2	≤ -40
3	≤ -20
4	≤ +3
5	≤ +7
6	≤ +10
Содержание воды $C_w$ (в жидким состоянии), г/м <sup>3</sup>	
7	$C_w \leq 0,5$
8	$0,5 < C_w \leq 5$
9	$5 < C_w \leq 10$

**Часть 3. Классификация по содержанию масла**

Класс	Общее содержание масла (в аэрозольном, жидким и парообразном состоянии), мг/м <sup>3</sup>
0	Меньше, чем по классу 1 – регламентируется поставщиком или пользователем оборудования
1	≤ 0,01
2	≤ 0,1
3	≤ 1
4	≤ 5

## СТАНДАРТНЫЙ РЕГУЛЯТОР

В конструкцию регуляторов давления (рис.5.4) входит поршень или диафрагма, позволяющие изменять величину выходного давления за счет уравновешивания усилия со стороны пружины, которое можно регулировать.

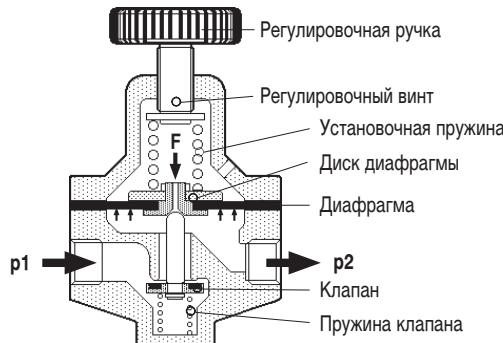


Рис. 5.4. Устройство регулятора давления

Давление на выходе задается при помощи регулировочного винта, который создает нагрузку на установочную пружину с целью удержания главного клапана в открытом положении, благодаря чему поток воздуха из входного отверстия с начальным давлением  $p_1$  подается на выходное отверстие с конечным давлением  $p_2$ . Тогда давление в контуре, подсоединенном к выходу, повышается и воздействует на диафрагму снизу. Возникает сила, противодействующая усилию пружины.

Рассмотрим момент начала работы пневматической системы. Как только начнется потребление сжатого воздуха, давление  $p_2$  в первый момент снизится, и усилие установочной пружины на мгновение станет больше, чем сила давления, действующая на диафрагму снизу, которая зависит от величины давления  $p_2$ . В результате этого клапан откроется.

Если в процессе работы пневмосистемы потребление сжатого воздуха сократится, давление  $p_2$  незначительно увеличится, благодаря чему возрастет сила давления, действующая снизу на диафрагму и противодействующая усилию пружины. Диафрагма и клапан начнут подниматься до тех пор, пока усилие пружины и сила давления не будут снова уравновешены. Расход воздуха, проходящего через клапан, будет снижаться до тех пор, пока он не придет в соответствие с интенсивностью потребления сжатого воздуха, и не установится необходимое выходное давление.

Если в процессе работы пневмосистемы потребление сжатого воздуха возрастет, давление  $p_2$  незначительно снизится. В результате этого уменьшится величина усилия, действующего снизу на диафрагму и противодействующего усилию пружины. Диафрагма и клапан станут

опускаться до тех пор, пока усилие пружины и сила давления не уравновесятся снова. Благодаря этому расход воздуха, проходящего через клапан, будет увеличиваться, пока не придет в соответствие с интенсивностью потребления сжатого воздуха.

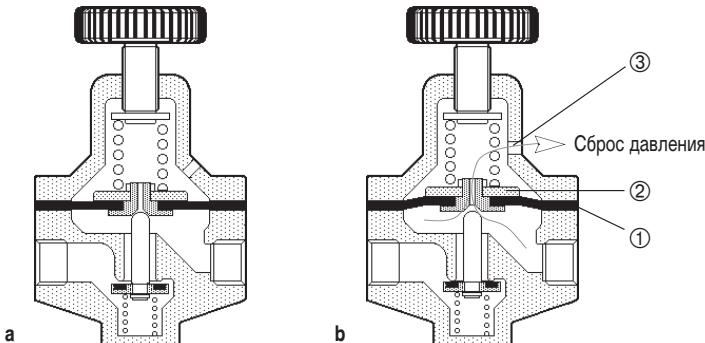


Рис. 5.5. Иллюстрация функции сброса избыточного давления

При отсутствии потребления сжатого воздуха клапан закрыт. Выходное давление может превысить настроенную с помощью регулятора величину по следующим причинам:

- при перенастройке регулятора на более низкое выходное давление по желанию потребителя
- из-за возникновения встречного усилия со стороны одного из исполнительных механизмов,

В этом случае диафрагма начнет подниматься и откроет клапан сброса давления, чтобы излишнее давление могло быть сброшено в атмосферу через выпускное отверстие в корпусе регулятора (рис.5.5).

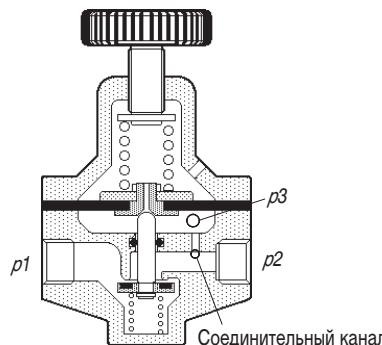


Рис. 5.6. Устройство регулятора с компенсацией по расходу

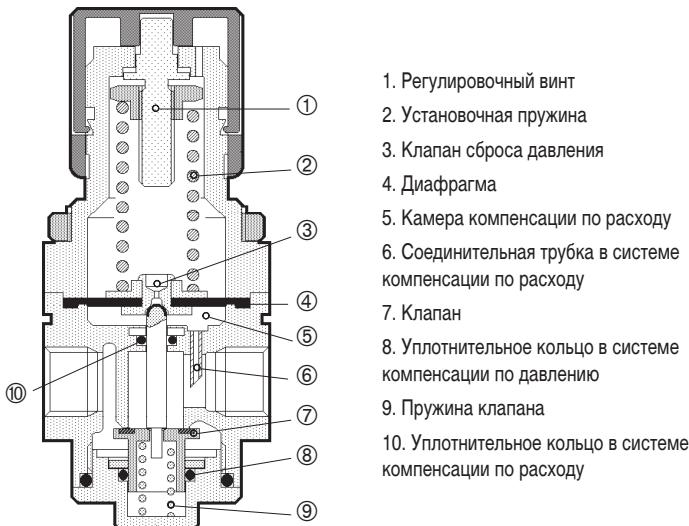
При очень большом расходе потребляемого воздуха клапан широко открывается, в результате чего пружина значительно разжимается и ослабевает. Из-за этого равновесие между усилием, равным произведению величины давления  $p_2$  на площадь диафрагмы, и усилием пружины (вспомним, что это усилие и определяет желаемый уровень выходного давления) наступает при более низких значениях  $p_2$ .

Возникает проблема низкой точности поддержания заданного уровня давления: с увеличением расхода регулятор «перенастраивается» на более низкое давление. Эту проблему можно устраниć путем создания третьей камеры, сообщающейся с выходным каналом (рис.5.6). При большом расходе воздуха в этом канале устанавливается высокая скорость потока воздуха. Как уже было сказано в разделе 3, с увеличением скорости потока статическое давление в нем снижается (закон Бернулли). Именно это статическое давление и подается в третью камеру. Таким образом, непосредственно на диафрагму теперь будет воздействовать не давление  $p_2$ , а более низкое статическое давление  $p_3$ . Ослабление усилия пружины при больших расходах компенсируется снижением силы давления, действующей снизу на диафрагму. Это позволяет обеспечить достаточную точность поддержания выходного давления даже при больших расходах. Этот метод повышения точности регулирования называется *Q-компенсацией*, или компенсацией по расходу.

Точность регулирования можно еще более повысить, если в соединительный канал вставить трубку, которая срезана под углом и отверстием ориентирована на выходной канал (рис. 5.7).

В регуляторе, показанном на рис. 5.6, имеется определенный недостаток: если входное давление  $p_1$  возрастает, на дно клапана воздействует большее усилие, которое стремится закрыть клапан. Это означает, что увеличение входного давления вызывает снижение выходного давления, и наоборот. Этого можно избежать, установив клапан, имеющий одинаковые площади поверхностей, на которые действуют как входное, так и выходное давления в обоих направлениях. Этот принцип реализован в регуляторе, изображенном на рис. 5.7.

Наиболее важными конструктивными элементами такого клапана являются (см.рис.5.7):



*Рис. 5.7. Регулятор давления с полной компенсацией*

На диске клапана имеется отверстие (на рис.5.7 не показано), через которое выходное давление проникает в полость под клапаном. Это позволяет уравнять силы давления, действующие на клапан сверху и снизу. В результате входное давление  $p_1$ , уже не влияет на выходное давление  $p_2$ . Этот метод повышения точности регулирования называется *P-компенсацией*, или компенсацией по давлению. Как правило, современные регуляторы давления имеют компенсацию как по расходу, так и по давлению (см.рис.5.7).

### РЕГУЛЯТОР НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ (С ПИЛОТНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ)

Регулятор непрямого действия (рис.5.8) обеспечивает повышенную точность регулирования давления в широком диапазоне значений расходов воздуха.

Эта точность достигается за счет замены усилия установочной пружины в стандартном регуляторе на усилие, создаваемое управляющим давлением от небольшого вспомогательного или управляющего регулятора (пилота), который монтируется в верхней части основного устройства.

Вспомогательный регулятор подает или сбрасывает управляющий поток воздуха только во время корректировки выходного давления. Благодаря этому регулятор может работать с очень большими значениями расхода, сохраняя при этом минимальную длину установочной пружины.

Устройство используется как стабилизатор выходного давления.

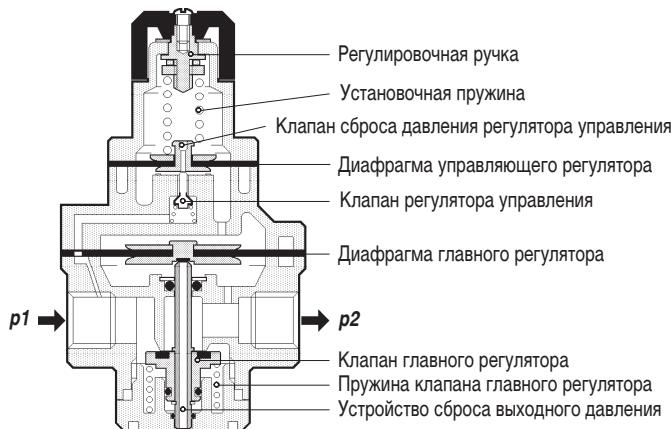


Рис. 5.8. Регулятор давления непрямого действия

### ФИЛЬТР-РЕГУЛЯТОР

Фильтр-регулятор (рис.5.9) представляет собой комбинацию двух устройств – воздушного фильтра и регулятора давления в одном корпусе, что позволяет экономить рабочее пространство, занимаемое оборудованием.

### ХАРАКТЕРИСТИКИ

Размер регулятора выбирается таким образом, чтобы необходимый для конкретного вида оборудования расход сжатого воздуха обеспечивался при минимальных колебаниях установленной величины давления в пределах всего диапазона изменения величины расхода, обеспечиваемого устройством.

Изготовители предоставляют графическую информацию в виде расходных характеристик своего оборудования. Наиболее важной является диаграмма *расход Q – давление p<sub>2</sub>* (рис.5.10).

Она показывает, как уменьшается давление p<sub>2</sub> с увеличением расхода (рис. 5.10). Данная кривая имеет три отчетливо выраженных участка:

- I – резкое падение давления, соответствующее небольшому “окну” в клапане, в пределах которого пока еще не удается по-настоящему обеспечить необходимое регулирование,
- II – диапазон регулирования,
- III – диапазон насыщения: клапан широко открыт, и дальнейшее регулирование невозможно.

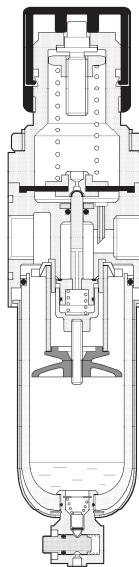


Рис. 5.9. Типовой фильтр-регулятор

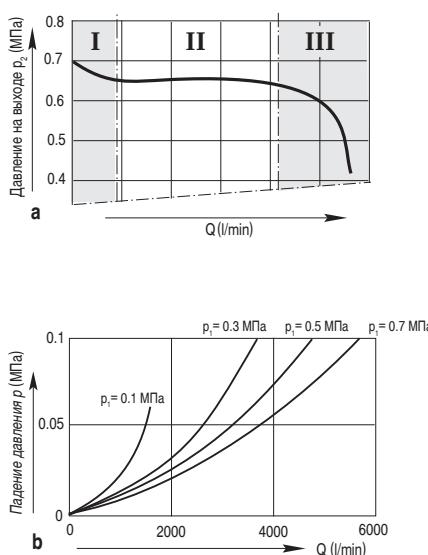


Рис. 5.10. Типовые характеристики расход/давление  
а: регулятор, б: фильтр

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ РЕГУЛЯТОРОВ И ФИЛЬТРОВ

Размеры элементов, входящих в комбинацию «фильтр—регулятор—маслораспылитель» (ФРМ) должны соответствовать требуемой производительности. Для регуляторов величина среднего расхода должна приходиться на середину диапазона регулирования (диапазон II на рис.5.10 а). Размер фильтра определяется допустимой величиной перепада давления на нем. Для работы стандартного фильтра-влагоотделителя (не путать с магистральным фильтром) требуемый минимальный перепад давления составляет около 0,2 бар. Однако в любом случае при максимальном расходе перепад давления следует поддерживать на уровне менее 1 бар.

Таким образом, размер ФРМ определяется расходом, а не присоединительными размерами компонентов данного пневматического узла. В модульных системах всегда есть возможность подобрать переходник в соответствии с имеющимся размером трубы.

## СМАЗКА ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

На сегодняшний день для основной массы современного

пневматического оборудования смазка не требуется, поскольку заложенной на стадии изготовления смазки хватает на весь срок службы.

Срок службы и технические характеристики таких пневматических устройств полностью удовлетворяют требованиям, которые предъявляются к современному производственному оборудованию, работающему с высокой интенсивностью.

Преимущества “несмазываемого” оборудования заключаются в следующем:

- а) экономия затрат на смазочное оборудование, смазочное масло, а также на обслуживание смазочных систем;
- б) пневматические системы становятся более чистыми и, следовательно, более гигиеничными, что особенно важно для пищевой и фармацевтической промышленности;
- в) воздух в рабочем помещении становится более чистым, а значит, представляет меньшую угрозу для здоровья и безопасности обслуживающего персонала.

Тем не менее, некоторые пневматические элементы все-таки требуют смазки. Для обеспечения постоянной смазки такого оборудования в сжатый воздух при помощи маслораспылителей добавляют определенное количество смазочного масла.

### ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫЕ МАСЛОРАСПЫЛИТЕЛИ

Принцип работы маслораспылителя заключается в том, что создаваемый в нем перепад давления, величина которого прямо пропорциональна величине расхода, заставляет масло подниматься из стакана маслораспылителя в прозрачный колпачок подачи масла.

При строго фиксированной степени сужения потока (использовании постоянного дросселя) слишком высокий расход вызвал бы чрезмерно большой перепад давления и привел бы к тому, что в составе воздушно-масляной смеси оказалось бы слишком много масла.

И наоборот, пониженный расход не смог бы обеспечить достаточный перепад давления, в результате чего воздушно-масляная смесь оказалась бы обедненной.

Для решения этой проблемы необходимо, чтобы маслораспылители имели специальные устройства автоматического регулирования величины поперечного сечения дросселя для поддержания постоянного соотношения компонентов в смеси.

Воздух, поступающий через входное отверстие A (рис.5.11), расходится по двум направлениям: часть его проходит через гибкую перегородку и выводится наружу, а другая часть попадает в стакан маслораспылителя через небольшой обратный клапан.

При отсутствии потока воздуха давление будет одинаковым над поверхностью масла в стакане, в масляной трубке и в прозрачном колпачке подачи масла. Соответственно, при этом никакого перемещения

масла не наблюдается.

Как только воздух начнет проходить через устройство, препятствие в виде гибкой перегородки вызовет перепад давления между входом и выходом маслораспылителя. Чем выше расход, тем больше будет перепад давления.

Поскольку прозрачный колпачок подачи масла через капиллярный канал сообщается с зоной низкого давления, начинающейся сразу за перегородкой, давление в колпачке будет меньше, чем давление в стакане.

Эта разность давлений заставит масло подниматься по трубке в колпачок через обратный клапан и регулятор расхода.

Как только масло окажется в колпачке, оно начнет через капиллярный канал просачиваться в главный воздушный поток в том месте, где сжатый воздух имеет наибольшую скорость. Здесь масло разбивается на мельчайшие частицы до состояния мелкодисперсной пыли и равномерно смешивается с воздухом за счет турбулентности в вихревой зоне за гибкой перегородкой.

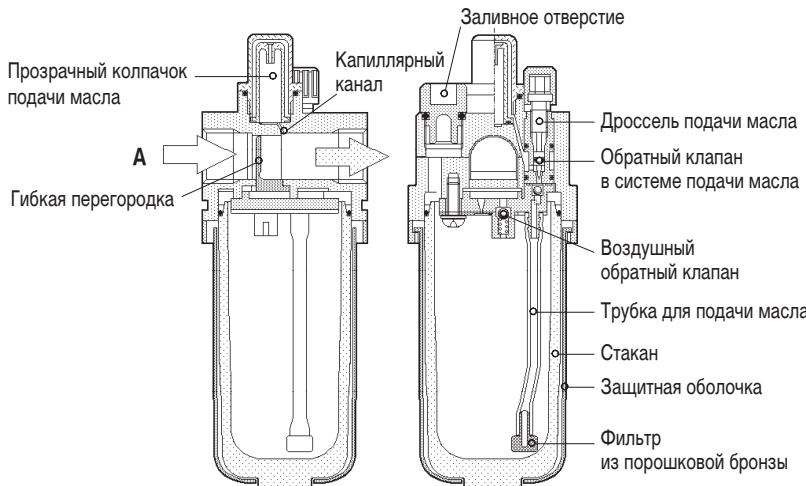


Рис. 5.11. Пропорциональный маслораспылитель

Перегородка изготавливается из эластичного материала, позволяющего ей тем больше изгибаться, чем выше расход. В результате этого поперечное сечение воздушной струи может уменьшаться и увеличиваться, обеспечивая пропорциональное регулирование перепада давления и поддерживая тем самым постоянное соотношение воздуха и масла в смеси.

Регулируемый дроссель в линии подачи масла позволяет регулировать количество масла с учетом конкретной величины перепада давления.

Если поток сжатого воздуха будет временно остановлен, обратный клапан в системе подачи масла “запрет” масло в верхней части трубки.

Воздушный обратный клапан позволяет доливать масло в маслораспылитель при наличии давления в системе, которая при этом может продолжать нормально работать.

Требуемая величина подачи масла зависит от режима работы, однако, обычно следует ориентироваться на одну или две капли на цикл работы машины.

Рекомендуется применять чистое минеральное масло (без присадок) с вязкостью 32 сСт. Некоторые компании по производству смазочных масел предлагают специальные марки для пневматического оборудования, обладающие высокой способностью впитывать влагу без утраты смазочных свойств.

### БЛОКИ ПОДГОТОВКИ ВОЗДУХА (ФРМ)

Фильтр, регулятор давления и маслораспылитель могут быть соединены в единый рабочий блок (рис.5.12) при помощи переходников и крепежных элементов.



Рис. 5.12. Типовой блок подготовки воздуха

### РАЗМЕРЫ И МОНТАЖ

Размеры сборного блока должны выбираться исходя из величины максимального расхода, предусмотренного для системы. Необходимая информация обычно предоставляется изготовителями.

## **6. ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ**

---

Исполнительный механизм или привод — это устройство, которое преобразует энергию сжатого воздуха в механическую работу, т.е. перемещение выходного звена с некоторым усилием.

Принцип работы всех исполнительных механизмов схож: некоторое замкнутое пространство делится подвижной перегородкой на две камеры, при подаче сжатого воздуха в одну из камер (при отсутствии высокого давления в другой) перегородка начинает перемещаться. Обратно она может двигаться при переключении уровней давлений в камерах, либо с помощью возвратной пружины.

Если в одну сторону привод движется под действием давления, а в обратную с помощью пружины, то он называется ***приводом одностороннего действия***. Такой привод имеет один подводящий порт для подачи сжатого воздуха, противоположная камера сообщается с атмосферой через дренажное отверстие, в котором может быть установлена фильтрующая втулка (обычно из спеченной бронзы). Такие приводы подходят для задач, в которых рабочее перемещение необходимо совершать только в одном направлении, а обратно привод движется на холостом ходу (когда усилие, необходимое для возврата привода в исходное положение, сравнительно невелико и может быть обеспечено пружиной). При этом усилие обратного хода не может быть изменено. Кроме того, в приводах одностороннего действия часть полезной мощности расходуется на сжатие возвратной пружины, поэтому для создания того же усилия необходимо большее давления. Наличие пружины приводит также к увеличению габаритов привода и ограничивает по длине хода. Основное преимущество таких приводов — экономия почти половины сжатого воздуха: за счет того, что воздух тратится только при движении в одну сторону. Экономия составляет порядка 40%.

Если же привод в обе стороны движется под действием разности давлений, то он называется ***приводом двухстороннего действия***. В этом случае привод имеет два порта, и воздух должен попеременно подаваться то в одну камеру, то в другую. Привод двухстороннего действия позволяет совершать рабочее движение в обе стороны, при этом скорость и усилие легко регулируются.

Пневматические приводы по виду движения можно разделить на

категории:

- пневматические цилиндры или линейные приводы — совершают возвратно-поступательное движение,
- поворотные приводы — совершают угловое перемещение на определенный угол,
- пневмозахваты — механически захватывают детали пальцами,
- пневмомоторы и пневмоинструмент — имеют на выходе постоянное вращение вала,
- специальные исполнительные механизмы.

## ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ЦИЛИНДРЫ

Пневматические цилиндры различных конструкций являются наиболее распространенными исполнительными устройствами в пневматических системах. Корпус цилиндра (рис.6.1) состоит из двух крышек и гильзы, которые герметично соединены. Гильза обычно изготавливается из бесшовной трубы, внутренняя рабочая поверхность которой термически и химически обработана и отполирована с целью сведения к минимуму трения. Торцевые крышки отливаются из алюминиевого сплава или ковкого чугуна. Для работы в химически агрессивных или опасных условиях корпус цилиндра может изготавливаться из алюминия, латуни, бронзы или нержавеющей стали. Внутренний объем корпуса разграничивается поршнем, который передает усилие на нагрузку с помощью штока. Полость цилиндра, в которой находится шток, называется **штоковой**, а противоположная — **поршневой**. В передней крышке делается отверстие под шток, которое герметизируется штоковым уплотнением. Для того чтобы воздух не перетекал из полости высокого давления в полость низкого, поршень оборудуется уплотнением, которое называется поршневым, а также центрирующим кольцом для предотвращения контакта края поршня и гильзы. Помимо этого, для определения положения поршня он оборудуется магнитным кольцом, магнитное поле которого может отслеживаться соответствующими датчиками положения.

Рассмотрим основные виды конструкций линейных пневматических приводов:

- С завальцованный гильзой

Гильза такого цилиндра завальцовывается на обеих крышках (рис. 6.2-а), такое соединение может применяться для небольших диаметров цилиндра. Процесс изготовления таких приводов очень прост, а, следовательно, дешев. Главным недостатком такой конструкции является неразборность соединения, т.е. цилиндр неремонтируем.

- Компактные

Задняя крышка и гильза в таких цилиндрах обычно выполняются как единый элемент, либо соединяются с помощью вальцовки (рис. 6.2-б). Передняя крышка крепится с помощью стопорного кольца. Компактные приводы применяются в случаях, когда пространство ограничено в продольном размере. Поскольку крышки таких приводов очень тонкие, то не допускается воздействие боковых (радиальных) нагрузок на шток.

- На стяжных шпильках

Крышки привода притягиваются с помощью стяжных шпилек, которые могут проходить как снаружи гильзы (рис. 6.2-с), так и внутри – в этом случае гильза делается из тянутого профиля (рис. 6.2-д). Это один из самых распространенных типов пневматических цилиндров. Главный недостаток – большие габариты.

- С резьбовыми крышками

Крышки цилиндра крепятся к гильзе с помощью резьбового соединения с фиксатором (рис. 6.2-е). Фиксатор не только усиливает резьбовое соединение, но и защищает от попадания влаги и пыли внутрь. Такие приводы часто используют в условиях контакта с химикатами или водой. В этом случае их изготавливают из нержавеющей стали.



Рис. 6.1. Конструкция цилиндра двухстороннего действия с демпфированием в конце хода

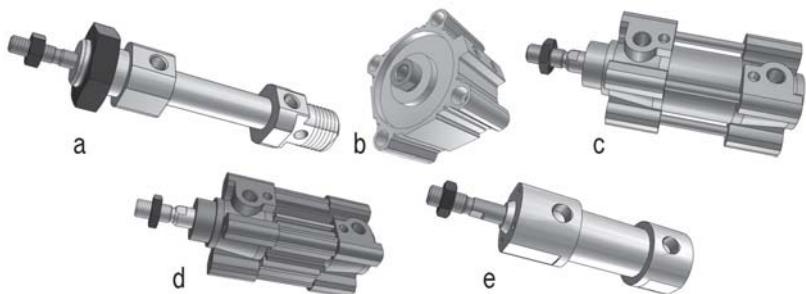


Рис. 6.2. Конструкции линейных пневматических приводов

Для первых трех типов конструкций есть соответствующие ISO-стандарты:

С завальцованный гильзой - ISO 6432-1987)

Компактные - ISO 21287 - 2004)

На стяжных шпильках - ISO15552 - 2004)

Если цилиндр выполнен по соответствующему стандарту, то такие приводы называются ISO-цилиндрами. Цилиндр может иметь данный тип конструкции, но при этом не являться ISO-цилиндром, если по каким-либо показателям не соответствует стандарту.

В цилиндрах двухстороннего (рис. 6.3) действия осевое усилие передается как в направлении выдвижения, так и в направлении втягивания штока, но при втягивании оно меньше, чем при выдвижении, вследствие меньшей полезной площади поршня. Данное обстоятельство имеет значение только в том случае, если цилиндр должен перемещать одну и ту же нагрузку в обоих направлениях, в этом случае разница может быть устранена установкой редукционного клапана у поршневой полости.

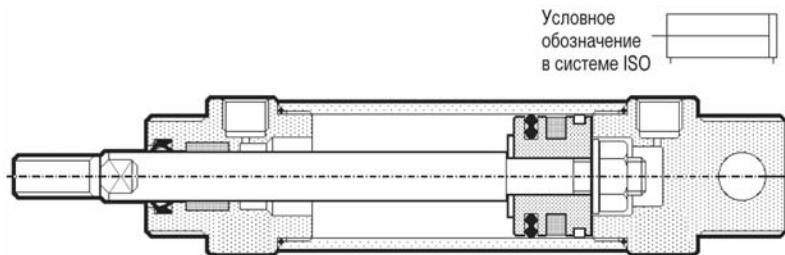
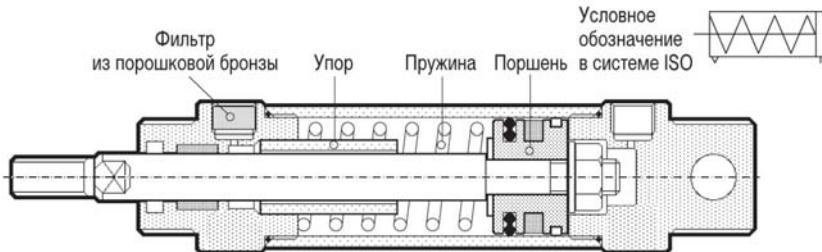


Рис. 6.3. Цилиндр двухстороннего действия

Цилиндры одностороннего действия (рис. 6.4) бывают «толкающего» и «тянущего» типа. В первом случае давление подается в поршневую

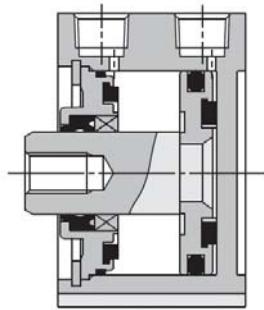
полость, а штоковая полость соединена с атмосферой. Во втором - наоборот.



*Рис.6.4. Цилиндр одностороннего действия*

## ДЕМПФИРОВАНИЕ

Пневматические цилиндры работают с очень большой скоростью, и поэтому в конце их хода возникают значительные ударные усилия. Небольшие цилиндры чаще всего имеют упругие демпферы (например, из резины) для погашения ударов и предохранения цилиндров от повреждения (рис.6.5).



*Рис. 6.5. Цилиндр с упругими демпферами*

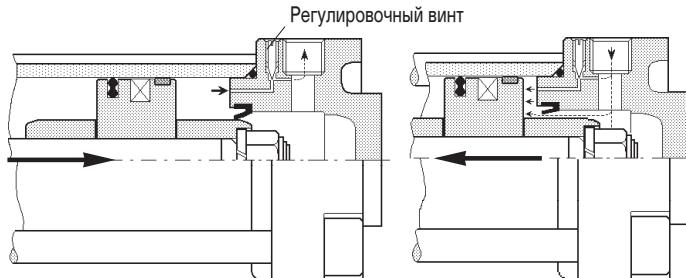


Рис. 6.6. Принцип пневматического демпфирования

В больших цилиндрах энергия удара может поглощаться при помощи пневматического демпфера, который замедляет скорость поршня в конце хода. Ближе к концу хода этот демпфер отсекает некоторое количество отводимого воздуха и обеспечивает его медленное истечение через регулируемый дроссель (рис. 6.6).

Нормальный проход отводимого воздуха к выпускному отверстию перекрывается, как только гильза демпфера дойдет до уплотнения (манжеты), в результате чего воздух сможет выходить только через регулируемое отверстие дросселя. Отсеченный демпфером воздух сжимается до сравнительно большой величины давления (противодавление), благодаря чему происходит торможение поршня.

При движении поршня в обратном направлении уплотнение демпфера работает как обратный клапан, обеспечивая проход воздуха к поршню. Вместе с тем, уплотнение ограничивает расход воздуха и уменьшает ускорение поршня. Именно поэтому рабочий ход демпфера должен быть как можно короче.

При очень больших инерционных нагрузках или высоких скоростях перемещения поршня энергия удара в конце хода будет очень велика, поэтому если кинетическая энергия поршня, штока и движущихся вместе с ними частей механизма превышает допустимый уровень, следует предусмотреть наружный механический амортизатор.

## СПЕЦИАЛЬНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ ЦИЛИНДРОВ

### ДВУХСТОРОННИЙ ШТОК

Двухсторонний шток устанавливается в двух опорах, расположенных на большом расстоянии друг от друга, что делает пневматический цилиндр более устойчивым к боковым нагрузкам. Этот тип цилиндра часто выполняется с неподвижно закрепленным штоком, относительно которого перемещается сам корпус цилиндра, совершая при этом необходимую работу.

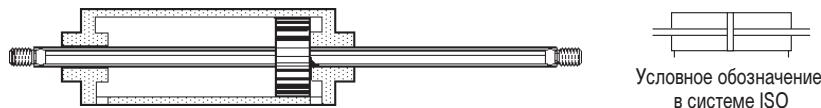


Рис. 6.7. Цилиндр с двухсторонним штоком

Условное обозначение  
в системе ISO

### ЗАЩИЩЕННЫЙ ОТ ПРОВОРАЧИВАНИЯ ШТОК

Шток стандартного цилиндра может проворачиваться, так как он не имеет направляющего элемента, предотвращающего вращение. Поэтому непосредственно на штоке нельзя закреплять инструмент, требующий определенной ориентации в пространстве, например, нож.

В случаях, когда необходима фиксация штока в определенном угловом положении, может быть применен пневматический цилиндр с защищенным от проворачивания штоком. Как показано на рис. 6.8, шток удерживается от проворачивания за счет наличия на нем двух плоских фасок и направляющего элемента, либо его сечение делается в виде шестигранника с соответствующей направляющей.

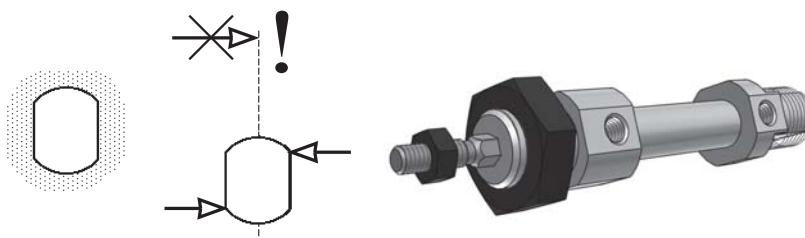


Рис. 6.8. Защищенный от проворачивания шток

На рисунке показано воздействие на шток крутящего момента, создающего большие усилия на кромках профиля штока, которые могут повредить шток при длительной эксплуатации. Поэтому такие цилиндры, как правило, не предназначены для работы в условиях приложения существенного крутящего момента к штоку, а просто позволяют сохранить его ориентацию.

### СДВОЕННЫЙ ШТОК

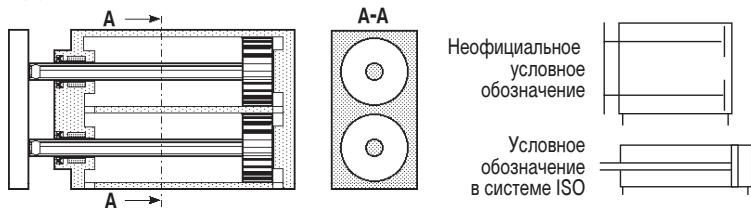


Рис. 6.9. Цилиндр со сдвоенным штоком

### ПЛОСКИЙ ЦИЛИНДР

Обычный цилиндр имеет квадратные крышки, а гильзу, как правило, круглого сечения. При сплющивании круглого сечения до относительно длинного прямоугольника с закругленными углами (рис.6.10) развиваемое цилиндром усилие сохраняется (площадь та же). Однако появляется преимущество, выражющееся в экономии монтажного пространства, когда такие цилиндры соединяются вместе, и шток всегда защищен от проворота.

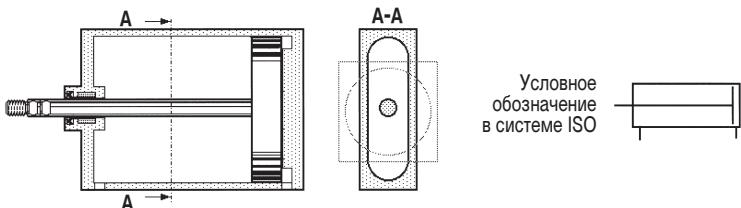


Рис. 6.10. Плоский цилиндр

### СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ УСИЛИЯ ПРИВОДА

Как уже было сказано, усилие пневмопривода зависит от давления рабочей среды и площади, на которую эта среда воздействует. Соответственно, для повышения усилия есть два пути: повышение давления и увеличение площади.

#### УВЕЛИЧЕНИЕ ПЛОЩАДИ

Самый простой вариант – выбрать привод большего типоразмера. Но что делать, если сделать это нельзя, например, если цилиндр имеет ограничение в поперечном размере? В таком случае используют конструкции пневмоцилиндров, где усилие увеличивается не благодаря увеличению диаметра, а путем добавления к площади поршня дополнительной рабочей поверхности. Самым простым вариантом является так называемый тандем-цилиндр.

### ТАНДЕМ-ЦИЛИНДР

Он фактически представляет собой два цилиндра, стоящих друг за другом (рис.6.11). Поршень переднего цилиндра и шток заднего не соединены между собой, так что каждый из поршней может двигаться отдельно, но при совместном перемещении полезная площадь практически удваивается (за вычетом площади сечения штока), соответственно удваивается и усилие. Основным недостатком такой конструкции является двукратное увеличение длины привода.

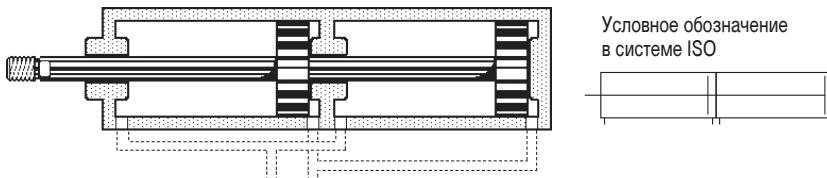


Рис. 6.11. Тандем-цилиндр

Этот недостаток удалось преодолеть в конструкции цилиндра с пустотелым тонкостенным штоком, имеющим диаметр, равный диаметру поршня (рис.6.12).

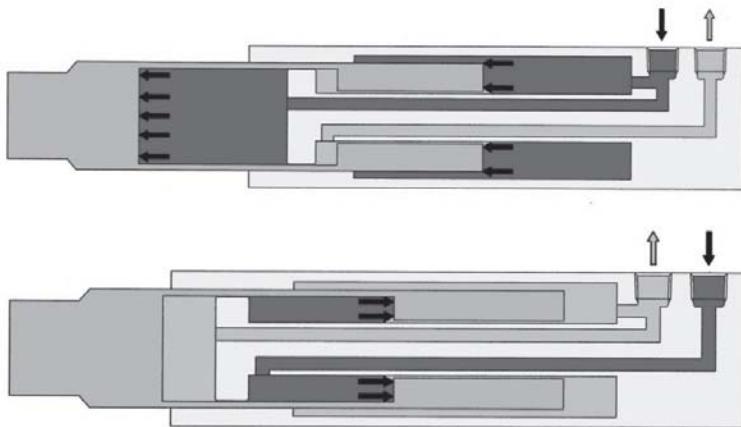


Рис. 6.12. Цилиндр с удвоенным усилием на выдвижении штока

Сжатый воздух подается сразу в две полости: поршневую, как в обычном цилиндре, и в полость штока. Воздух, находящийся внутри полости штока, давит на его переднюю торцевую поверхность. Возникающая при этом сила давления складывается с силой давления на поршень. В результате, благодаря дополнительной поверхности, усилие на штоке почти удваивается. «Почти» - потому что из площади поршня

вычитается площадь сечения трубы, по которой воздух подается в полость штока. При втягивании штока усилие такое же, как в обычном цилиндре.

## ПОВЫШЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ

### УСИЛИТЕЛЬ ДАВЛЕНИЯ

Если давление в магистрали недостаточно для создания необходимого усилия или для локального сохранения уровня давления при снижении давления во всей системе, можно использовать усилители давления.

Усилитель давления или, как его еще называют, бустер — это компрессор с пневматическим приводом, т.е. устройство, которое повышает давление за счет энергии самого воздуха. Понятно, что давление повышается не само по себе — за это приходится «платить» расходом сжатого воздуха.

Усилитель фактически представляет собой два цилиндра, соединенных передними крышками и имеющих один общий шток (рис.6.13)

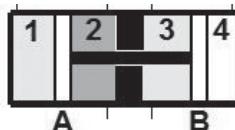


Рис.6.13. Принцип усиления давления

Подадим сжатый воздух в полости 1,2 и 3, а полость 4 соединим с атмосферой. Давление в полости 1 создает силу, толкающую поршень А вправо. Давление в полости 3 создает силу, толкающую поршень В также вправо. Поскольку поршни соединены, эти силы складываются и уравновешиваются силой давления в полости 2, толкающей поршень А влево. В равновесном состоянии давление в полости 2 должно быть в 2 раза выше, чем давления в полостях 1 и 3. Если выпускать воздух из полости 2 в линию с удвоенным давлением, поршни будут постепенно смещаться вправо, пока не дойдут до конца хода. Теперь повторим то же самое при движении в обратную сторону. Для этого полость 1 соединим с атмосферой, а в полости 2 и 4 подадим воздух от источника (в камере 3 он уже есть). На этот раз воздух будет сжиматься в полости 3. Заметим, что воздух из полости 1 при движении влево, как и воздух из полости 4 при движении вправо уходит на выхлоп - это и есть «плата» за повышение давления.

Управляет движением бистабильный 5/2 распределитель с механическим управлением (см.рис.6.14), который переключается поршнями, когда они доходят до конечного положения.

Для регулировки давления на выходе (коэффициент усиления может варьироваться в диапазоне от 1 до 2) во внешние камеры 1 и 4 воздух подается через редукционный клапан (см.рис.6.14).

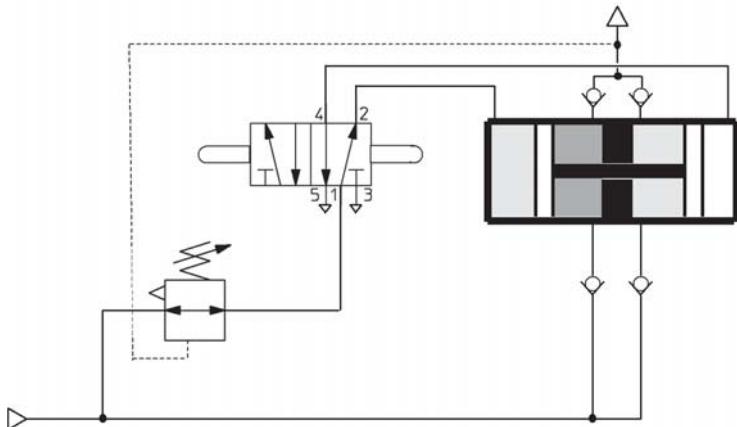


Рис.6.14. Схема усилителя давления

Все элементы усилителя собираются в едином корпусе в компактное устройство (рис.6.15). В центральной части корпуса, выполняющей роль перегородки между полостями, расположены пневмораспределитель и редукционный клапан.



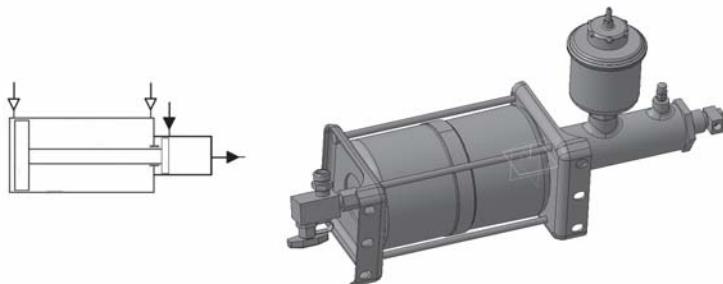
Рис.6.15. Конструкция усилителя давления

Важно помнить, что применение усилителя требует осторожности: давление на выходе усилителя не должно превышать максимально допустимого в данной пневмосистеме.

## ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКАЯ СИСТЕМА

Если даже максимального давления, полученного с помощью усилителя, оказывается недостаточно для создания нужного усилия, то давление можно существенно увеличить с помощью пневмогидравлического усилителя (рис. 6.16). В нем давление воздуха усиливается и преобразуется в давление жидкости, которая подается уже не в пневматический, а в гидравлический цилиндр, работающий на более высоком давлении.

Пневмогидравлический усилитель фактически представляет собой заключенные в одном корпусе пневматический и гидравлический цилиндры, которые имеют общий шток. Перемещение поршня пневматического цилиндра вызывает соответствующее перемещение поршня гидравлического цилиндра. При этом «гидравлическое» давление больше «пневматического» во столько раз, во сколько площадь поршня пневматического цилиндра больше площади поршня гидравлического. Таким образом, можно поднимать давление в гидравлической полости усилителя в десятки и даже сотни раз по сравнению с давлением воздуха, подаваемого в пневматическую часть усилителя.



*Рис. 6.16. Пневмогидравлический усилитель давления*

Однако количество жидкости в гидравлической полости усилителя может оказаться меньше, чем объем гидропривода, приводимого в движение вытесняемой из усилителя жидкостью. В этом случае при полном ходе поршней усилителя гидроцилиндр совершил только часть своего хода. Если возникает такая ситуация, следует принять во внимание, что зачастую большое усилие нужно только на части хода гидроцилиндра. Например, при зажиме детали привод движется практически без нагрузки, пока прижим не приблизится к детали, и лишь в этот момент потребуется высокое давление для обеспечения усилия зажима. Ход гидроцилиндра с максимальным усилием при этом очень мал. Поэтому схема пневмогидравлического привода дополняется

пневмовытеснителями (устройствами, преобразующими давление воздуха в аналогичное давление жидкости – рис.6.17), объем жидкости в которых достаточен для совершения полного хода гидроцилиндра, но на низком давлении. При необходимости поднять давление на части хода включается пневмогидравлический усилитель.



Рис. 6.17. Схема пневмовытеснителя

Принципиальная схема пневмогидравлической системы представлена на рис.6.18.

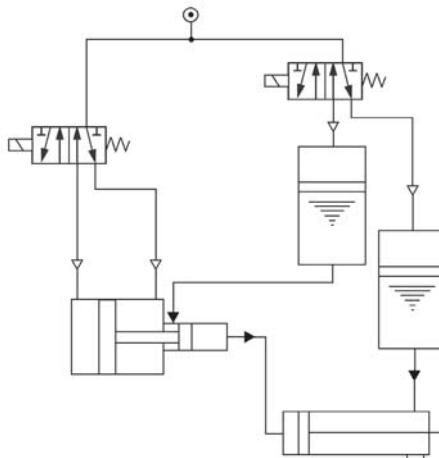


Рис.6.18. Схема пневмогидравлической системы

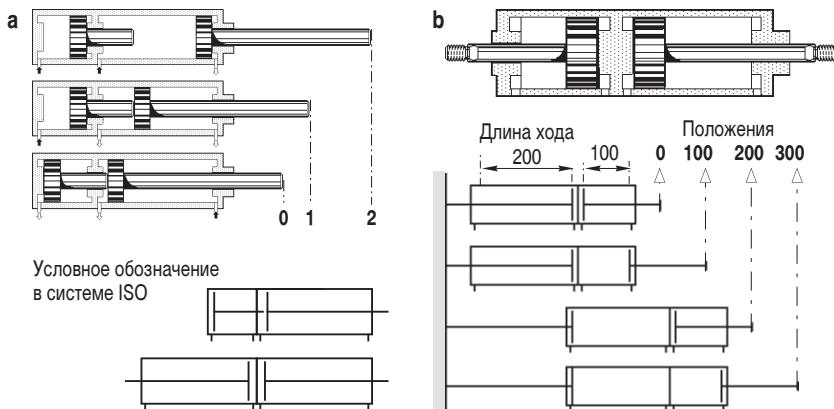
Гидравлический привод имеет ряд существенных преимуществ перед пневмоприводом, помимо высокого максимального давления: возможность плавного перемещения с предельно низкой скоростью, возможность точного позиционирования, жесткость удержания в промежуточном положении, и др. Это может быть основанием для того, чтобы встроить гидропривод в пневмосистему.

## МНОГОПОЗИЦИОННЫЙ ЦИЛИНДР

Два конечных положения поршня стандартного цилиндра - это две фиксированные позиции. Если по условиям работы необходимо иметь несколько различных фиксированных позиций, то в этом случае используется комбинация из двух цилиндров двустороннего действия.

Можно выделить два принципа устройства многопозиционных цилиндров:

Для реализации трехпозиционной схемы требуется конструкция, изображенная на рис.6.19-а. Такая конструкция обеспечивает пользователю возможность жестко фиксировать шток цилиндра в любом из трех возможных положений. Этот вариант чаще всего используется для реализации вертикальных перемещений, например, в различного рода манипуляторах.



Следующая конструктивная схема заключается в том, что два независимых цилиндра с различными длинами ходастыкуются между собой задними крышками. Такая комбинация позволяет получить четыре различных фиксированных положения (см. рис.6.19-б), но при этом сами цилиндры невозможна жестко зафиксировать. Сочетание трех цилиндров с различной длиной хода дает возможность реализовать 8 положений, а сочетание четырех цилиндров – 16 положений. Но при этом возникает довольно замысловатая структура, в процессе работы которой движение цилиндров в противоположных направлениях оказывается очень нестабильным.

В современной пневмоавтоматике решена задача позиционирования исполнительного механизма в любом промежуточном положении. Для этого используются позиционеры – устройства, управляющие давлениями в полостях привода. Позиционер содержит

пропорциональный 5/3 пневмораспределитель с закрытым центром (классификацию распределителей см. в Приложении 2) с механическим, электромеханическим или электронным блоком управления. Блок получает аналоговый управляющий сигнал (пневматический или электрический), а также сигнал обратной связи о текущем положении привода. Позиционер автоматически регулирует давления в полостях привода, добиваясь соответствия между текущей координатой привода и величиной управляющего сигнала. При этом погрешность позиционирования лежит в пределах  $\pm 0.5\%$  от полного хода привода.

### МОНТАЖ ЦИЛИНДРОВ

Для правильного монтажа цилиндров производители предлагают на выбор несколько различных вариантов креплений, позволяющих удовлетворить любые требования, включая поворотное движение с использованием качающихся опор (рис.6.20).

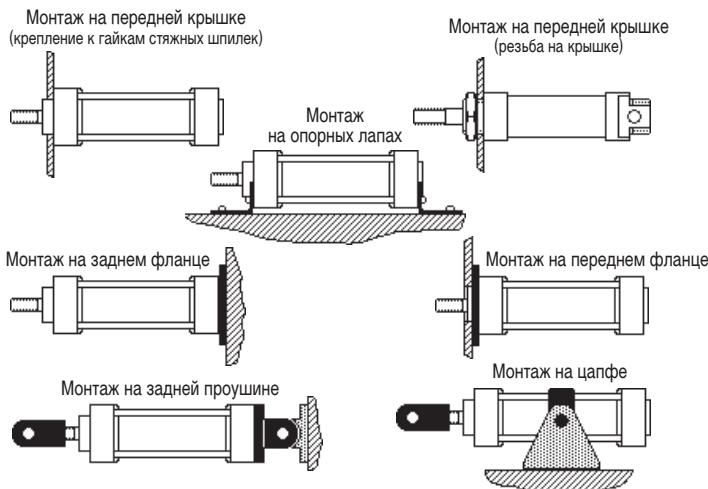


Рис. 6.20. Различные способы монтажа цилиндров

### ШАРОВЫЕ ШАРНИРЫ

Для компенсации неизбежно возникающих перекосов и смещений между направлением усилия на штоке и направлением перемещения нагрузки устанавливается шаровой шарнир на конце штока (рис.6.21).

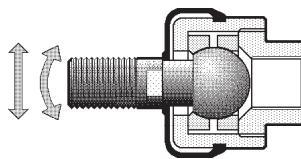


Рис. 6.21. Шаровой шарнир

### УСТОЙЧИВОСТЬ К ПРОДОЛЬНОМУ ИЗГИБУ

Если к штоку цилиндра приложено чрезмерное осевое усилие сжатия, необходимо принимать во внимание возможность возникновения его продольного изгиба. О вероятности чрезмерного усилия сжатия можно говорить, если:

- 1) имеет место сжимающая нагрузка,
- 2) нагружаемая деталь, т.е. шток цилиндра, имеет большую длину и малый диаметр.

Степень устойчивости к продольному изгибу также зависит от способа монтажа (рис.6.22):

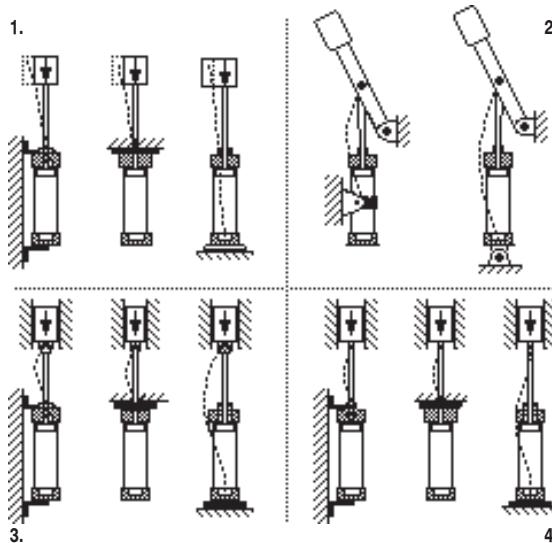


Рис. 6.22. Четыре варианта монтажа:

1. Цилиндр жестко зафиксирован с одной стороны и свободен с другой.
2. Шарниры с обеих сторон.
3. Цилиндр жестко зафиксирован с одной стороны и закреплен на шарнире с другой.

#### *4. Цилиндр жестко зафиксирован с обеих сторон*

Указанные способы монтажа применяются в том случае, если цилиндр предназначен для подъема или толкания груза. В этом случае цилиндр подвергается сжимающей нагрузке. Если длина рабочего хода превышает значение, зафиксированное в технических характеристиках цилиндра, то шток может изогнуться вбок, и поршень заклинит, что выведет из строя цилиндр. Во избежание неоправданных затрат времени и средств необходимо сверять длину хода штока с “таблицей значений критической длины для продольного изгиба”, которая имеется в каталогах, издаваемых производителями пневмооборудования. Для предварительных оценок можно воспользоваться эмпирическим правилом:

**Длина рабочего хода цилиндра с внутренним диаметром  
свыше 50 мм не должна превышать величину диаметра  
цилиндра более, чем в три раза, а для цилиндров  
меньшего диаметра – больше, чем в пять раз**

Это правило применяется, если цилиндр работает на выдвижение.

### **РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ЦИЛИНДРА**

#### **РАБОЧЕЕ УСИЛИЕ**

#### **ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ УСИЛИЕ**

Линейные цилинды имеют следующие стандартные диаметры, рекомендуемые международной организацией по стандартизации (ISO):

**8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100,  
125, 140, 160, 200, 250, 320 мм.**

Усилие, развиваемое цилиндром, зависит от диаметра поршня, рабочего давления воздуха и сопротивления сил трения. При определении теоретического усилия рассматривают только осевое усилие на неподвижном поршне, а трением пренебрегают. Теоретическое усилие рассчитывается по формуле:

$$\text{Усилие } [H] = \text{Площадь поршня } [m^2] \cdot \text{давление воздуха } [H/m^2]$$

**Для цилиндра двухстороннего действия:**

Для прямого хода штока (выдвижение):

$$F_E = (\pi/4) \cdot D^2 \cdot p$$

где ( $D$  – диаметр поршня,  $p$  – рабочее (манометрическое) давление)  
Для обратного хода штока (втягивание):

$$F_R = (\pi/4) \cdot (D^2 - d^2) \cdot p$$

где ( $d$  – диаметр штока поршня)

**Для цилиндра одностороннего действия:**

$$F_E S = (\pi/4) \cdot D^2 \cdot p - F_S$$

где  $F_S$  – усилие пружины в конце хода. Конечно, усилие пружины непостоянно, на самом деле оно зависит от степени сжатия, и, чем больше длина хода, тем значимее разница в усилиях в конце хода. Поэтому цилиндры одностороннего действия не делают на большие длины хода.

Для выбора размеров цилиндра гораздо удобнее и быстрее пользоваться графиком, изображенным на рис.6.23 и показывающим теоретическое усилие для 10, 7 и 5 бар, или воспользоваться любой другой подобной информацией, предоставляемой производителями (например, таблицами).

**Пример:** Требуется определить теоретический размер цилиндра, работающего при давлении 6 бар, который должен создавать зажимное усилие в 1600 Н.

Усилие на поршне при выдвижении:

$$F_E = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p$$

После преобразования получаем:

$$D = \sqrt{\frac{4F_E}{\pi p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1600}{\pi \cdot 600000}} = 0,0583 \text{ м} = 58,3 \text{ мм}$$

Для данных условий должен быть выбран диаметр 63 мм. Цилиндр большего диаметра будет развивать дополнительное усилие для преодоления сил трения.

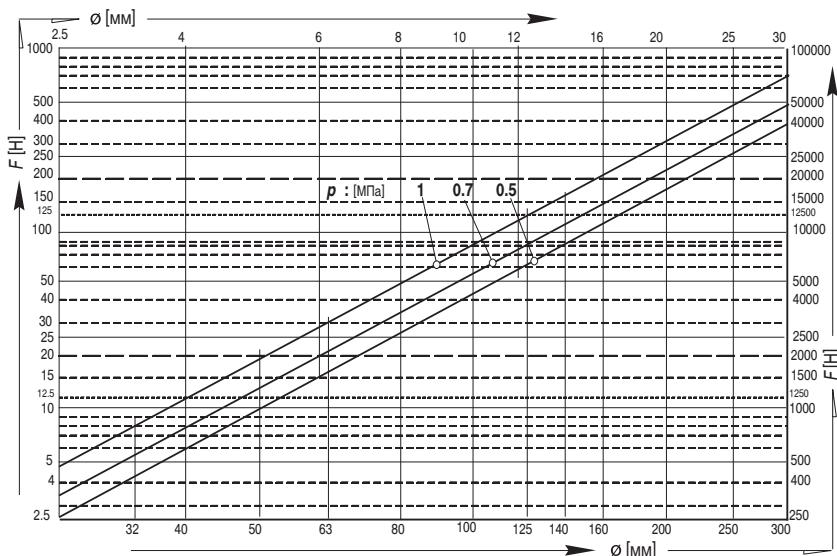


Рис. 6.23. Теоретическое усилие пневматических цилиндров с диаметром от 2,5 до 30 мм (левая и верхняя шкалы) и от 32 до 300 мм (правая и нижняя шкалы) для рабочего давления 10,7 и 5 бар.

Если смотреть по графику (см. рис.6.23) на шкале сил значение 1600 Н (справа), то можно увидеть пунктирную линию, соответствующую значению 1500. Двигаясь вдоль этой линии влево, дойдем до области, заключенной между линиями давлений 5 и 7 бар, после чего найдем точки пересечения с линиями, соответствующими значениям 50 и 63 мм на шкале диаметров (в нижней части графика). В нашем примере для 1600 Н диаметр цилиндра будет тем же, что и для 1500 Н.

### ТРЕБУЕМОЕ УСИЛИЕ

При перемещении груза требуемое усилие зависит от массы нагрузки, угла подъема, трения, рабочего давления и полезной площади поршня.

Нагружающее усилие складывается из проекций на ось цилиндра веса нагрузки (рис.6.24а), силы трения  $F_{tp}$ , представляющей собой коэффициент трения  $\mu$ , умноженный на силу реакции опоры  $N$  (рис.6.24б), и сил инерции, обусловленных требуемым ускорением (рис.6.24с). Направление проекций этих сил зависит от угла наклона оси цилиндра по отношению к горизонтальной плоскости (угол подъема), как показано на рис.6.24д.

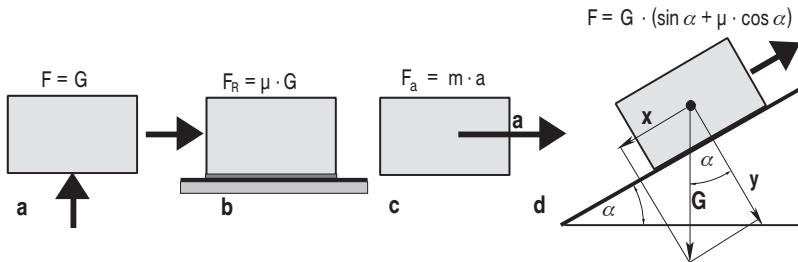


Рис. 6.24 Составляющие нагружающего усилия

При горизонтальном перемещении (угол подъема ( $\alpha$ ) =  $0^\circ$ ) преодолеваются только сила трения и сила инерции. Сила реакции опоры в данном случае равна весу, поэтому трение определяется коэффициентом трения  $\mu$ , величина которого обычно составляет от 0,1 до 0,4 для случая скольжения металла по металлу и около 0,005 для случая качения “сталь по стали” (0,001 – для шариков в обойме шарикоподшипника).

В общем случае подъема под некоторым углом  $\alpha$  проекция веса  $F_G = G \cdot \sin \alpha$ . Сила реакции опоры  $N = G \cdot \cos \alpha$ , а сила трения  $F_{tp} = \mu \cdot G \cdot \cos \alpha$ . Тогда без учета сил инерции нагружающее усилие  $F = G \cdot (\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha)$ . Вес – это сила, равная массе, помноженной на ускорение силы тяжести (9,81 м/с<sup>2</sup>).

Сила инерции – это произведение всей движимой массы (включая поршень, шток и т.д.) на ускорение, которое рассчитывается исходя из необходимого быстродействия системы.

### КОЭФФИЦИЕНТ НАГРУЗКИ

Коэффициент нагрузки “ $h$ ” рассчитывается как

$$\frac{\text{Требуемое усилие}}{\text{Теоретическое усилие}}$$

Коэффициент нагрузки играет роль коэффициента запаса, т.е. учитывает возможности непредвиденного увеличения сопротивления, а также компенсирует неучтеннное трение в штоковом и поршневом уплотнениях, проседание давления и т.п. Даже если учтены все нагрузки, в том числе динамические, коэффициент нагрузки не должен превышать значения 0,85.

Если расчет необходимого усилия был произведен без учета динамических нагрузок, то коэффициент нагрузки должен быть снижен. Так, для тех работ, в которых для исполнительного механизма важно усилие и неважно время перемещения поршня (например, прижим или прессование), рекомендуется брать  $h$  равным 0,70. Если же для

работы важна скорость перемещения (транспортировка грузов), то коэффициент нагрузки стоит принять 0,4 – 0,5. В этом случае будет обеспечена хорошая динамика системы [4, 8].

Если по условиям работы требуется точное регулирование скорости или если нагружающее усилие меняется в широких пределах, то в этом случае коэффициент нагрузки не должен превышать 0,60-0,70.

Таблица 6.1

d поршня	m (кг)	90° (↑)	60°		45°		30°		0°(↔)	
			μ 0.01	μ 0.2	μ 0.01	μ 0.2	μ 0.01	μ 0.2	μ 0.01	μ 0.2
25	100	-	-	-	-	-	-	-	4	80
	50	-	-	-	-	-	-	-	2.2	40
	25	-	(87.2)	(96.7)	71.5	84.9	50.9	67.4	1	20
	12.5	51.8	43.6	48.3	35.7	342.5	25.4	33.7	0.5	10
32	180	-	-	-	-	-	-	-	4.4	87.8
	90	-	-	-	-	-	-	-	2.2	43.9
	45	-	(95.6)	-	78.4	(93.1)	55.8	73.9	1.1	22
	22.5	54.9	47.8	53	39.2	46.6	27.9	37	0.55	11
40	250	-	-	-	-	-	-	-	3.9	78
	125	-	-	-	-	-	(99.2)	-	2	39
	65	-	-	-	72.4	(66)	51.6	68.3	1	20.3
	35	54.6	47.6	52.8	39	46.3	27.8	36.8	0.5	10.9
50	400	-	-	-	-	-	-	-	4	79.9
	200	-	-	-	-	-	-	-	2	40
	100	-	(87)	(96.5)	71.3	84.8	50.8	67.3	1	20
	50	50	43.5	46.3	35.7	42.4	25.4	33.6	0.5	0
63	650	-	-	-	-	-	-	-	4.1	81.8
	300	-	-	-	-	-	-	-	1.9	37.8
	150	(94.4)	82.3	(91.2)	67.4	80.1	46	63.6	0.9	18.9
	75	47.2	41.1	45.6	33.7	40.1	24	31.8	0.5	9.4
80	1000	-	-	-	-	-	-	-	3.9	76.1
	500	-	-	-	-	-	-	-	2	39
	250	(97.6)	85	(94.3)	69.7	82.8	49.6	65.7	1	19.5
	125	48.8	42.5	47.1	34.8	41.4	24.8	32.8	0.5	9.8
100	1600	-	-	-	-	-	-	-	4	79.9
	800	-	-	-	-	-	-	-	2	40
	400	-	(87)	(96.5)	71.4	84.4	50.8	67.3	1	20
	200	50	43.5	48.3	35.7	42.2	25.4	33.6	0.5	10

В таблице 6.1 приведены коэффициенты нагрузки для цилиндров диаметром от 25 до 100 мм при различных углах подъема и для двух коэффициентов трения: качения (0,01) и скольжения (0,2) “сталь по стали”.

Для корректного определения необходимого диаметра цилиндра на практике полезно иметь представление о величине нагрузки при различных условиях работы. Поэтому в таблице 6.2 приведены значения максимальной массы суммарной нагрузки в кг для коэффициента нагрузки 0,85. Таблица составлена для рабочего давления 5 бар, с учетом двух коэффициентов трения: качения – 0,01 (левая колонка) и скольжения – 0,2 (правая колонка).

*Таблица 6.2. Максимальная масса суммарной нагрузки в кг для цилиндров диаметром от 25 до 100 мм при коэффициенте нагрузки 0,85 и рабочем давлении 5 бар*

Диаметр цилиндра	90° (↑)	60°		45°		30°		0°(↔)	
		0,01	0,2	0,01	0,2	0,01	0,2	0,01	0,2
25	21,2	24,5	22	30	25	42,5	31,5	2123	106
32	39,2	45	40,5	54,8	46,2	77	58,2	3920	196
40	54,5	62,5	56,4	76,3	64,2	107	80,9	5450	272,5
50	85	97,7	88	119	100,2	167,3	126,4	8500	425
63	135	155	139,8	189	159,2	265,5	200,5	13500	675
80	217,7	250	225,5	305	256,7	428	323,5	21775	1089
100	340,2	390,8	390,5	476,2	352	669,2	595,5	34020	1701

### РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ

Скорость цилиндра определяется величиной, на которую усилие, развиваемое поршнем под действием сжатого воздуха, превышает усилие противодействия со стороны нагрузки. Чем ниже коэффициент нагрузки, тем лучше регулируется скорость, особенно если нагрузка постоянно меняется. Регулирование скорости обеспечивается за счет дросселирования отводимого из цилиндра воздуха при помощи “регулятора скорости”, который представляет собой параллельное соединение регулируемого дросселя и обратного клапана, обеспечивающего беспрепятственный приток воздуха в цилиндр. Пример регулирования скорости описан в разделе, посвященном устройству клапанов, в следующей главе. Для получения постоянной скорости коэффициент нагрузки не должен превышать 0,6 – 0,7.

**Пример:** Масса нагрузки 100 кг, рабочее давление 5 бар, диаметр цилиндра 32 мм, перемещение горизонтальное с коэффициентом трения 0,2. Теоретическое усилие составляет 401,2 Н.

Это исходное условие отражено в таблице 6.1, там же находим значения массы – 90 кг и коэффициента нагрузки – 43,9%. Таким образом, для 100 кг:  $43,9 \cdot 100 / 90 = 48,8\%$ .

Нагружающее усилие составляет 48,8% от 401,92 Н = 196 Н. Допустим, на преодоление сил трения внутри цилиндра затрачивается 5% от нагружающего усилия. Тогда оно составит  $0,95 \times 196 = 186$  Н. Таким образом, ускорение будет равно:  $186 \text{ Н} / 100 \text{ кг} = 1,86 \text{ м/с}^2$ . Без системы регулирования скорости поршень теоретически достиг бы скорости почти 2 м/с через одну секунду. “Теоретически” означает, что такая скорость была бы достигнута в том случае, если бы не было никаких ограничений для подвода сжатого воздуха к поршню, а также не было бы встречного давления на поршень.

Ограничение расхода сжатого воздуха на выхлопе создает пневматическую нагрузку, которая зависит от скорости поршня. Любое увеличение скорости поршня увеличивает и силу противодействия, ограничивая и стабилизируя скорость поршня. Чем выше пневматическая составляющая общей нагрузки, тем надежнее она будет стабилизировать скорость поршня.

Если коэффициент нагрузки 85%, и 5% полезного усилия затрачивается на преодоление сил трения, то 10 процентов полезного усилия будут стабилизировать пневматическую нагрузку. Если механическая нагрузка колеблется в пределах  $\pm 5\%$ , это значит, что эффективность стабилизации снижается наполовину. Если коэффициент нагрузки составляет, например, 50%, эти колебания механической нагрузки уже не будут заметно влиять на скорость поршня.

Необходимо отметить, что для точного регулирования скорости пропускная способность трубопровода должна быть намного выше, чем пропускная способность дросселя с обратным клапаном (регулятора скорости). Если диаметр трубы слишком мал, то расход сжатого воздуха в значительной степени будет ограничен самой трубой, а изменение положения иглы дросселя не будет существенно влиять на скорость.

## РАСХОД И ПОТРЕБЛЕНИЕ СЖАТОГО ВОЗДУХА

Для описания количества сжатого воздуха, необходимого для работы пневматического привода, используются две характеристики:

1. Пиковый расход сжатого воздуха,
2. Среднее потребление сжатого воздуха.

Обе они измеряются одними и теми же единицами - норм.л/мин или норм.м3/час. Несмотря на совпадение единиц измерения, это принципиально разные характеристики, и каждая из них очень важна.

**Пиковый расход** – это максимальная величина мгновенного расхода сжатого воздуха, то есть расхода сжатого воздуха в данный момент времени. В случае пневматического привода перед началом движения мгновенный расход равен нулю. По ходу разгона поршня мгновенный расход увеличивается, проходит через максимум (пиковое значение), а в конце хода снова становится равным нулю. Мгновенный расход зависит от площади поршня, скорости его движения и от давления сжатого воздуха. Соответственно, при расчете пикового расхода используют максимальную скорость поршня.

**Среднее потребление** – это суммарное количество сжатого воздуха, поданного в привод за определенный период времени, например, за минуту или за час. Оно определяется как количество сжатого воздуха, потребленного приводом за один рабочий цикл (ход туда-обратно), умноженное на число циклов за период времени - минуту или час. Потребление за один цикл определяется объемом полостей привода и давлением сжатого воздуха. Потребление за цикл выражается в норм.л., а после умножения на число циклов в минуту получается среднее потребление, выраженное в норм.л./мин.

Таким образом, в случае пневмоцилиндра для расчета пикового расхода исходными данными являются давление, диаметр и максимальная скорость, а для расчета потребления за цикл – давление, диаметр и длина хода.

Если объем трубопроводов, подводящих воздух к приводу, не настолько мал, чтобы им можно было пренебречь в сравнении с объемом полостей привода, его также следует учитывать при расчете потребления. Входными данными для расчета являются давление воздуха, внутренний диаметр трубы и ее длина от распределителя до привода.

На самом деле на расход также влияют так называемые «мертвые объемы» – полости, не охватываемые поршнями при их перемещении, а также температурные колебания, но в подавляющем большинстве случаев этими факторами можно пренебречь.

В таблице 6.3 приведены значения для теоретического потребления сжатого воздуха на 100 мм хода при различных диаметрах цилиндров и рабочих давлениях.

**Пример 1.** Требуется определить среднее потребление воздуха за час пневматическим цилиндром двухстороннего действия.

Диаметр цилиндра – 80мм, ход – 400 мм. Частота срабатывания – 12 циклов в минуту. Давление в системе – 6 бар.

Из таблицы 6.3 возьмем потребление воздуха на 100 мм хода, оно составит примерно 3,5 литра. Поскольку наш привод имеет ход

400 мм, т.е. в 4 раза больше, чем в таблице, то в нашем случае потребление составит  $3,5 \times 4 = 14$  норм.л. За полный цикл (прямой + обратный ход) потребление составит  $14 \times 2 = 28$  норм.л. В минуту цилиндр совершает 12 циклов, потребление получается  $28 \times 12 = 336$  норм.л., а в час – 20160 норм.л., т.е. примерно 20 норм. м<sup>3</sup>.

Если принять во внимание, что средняя стоимость одного кубометра сжатого воздуха составляет 60 - 90 копеек, то можно оценить стоимость сжатого воздуха, израсходованного приводом за 1 час – получится 12 – 18 рублей.

Если рассчитать затраты для всех приводов, входящих в состав машины, и суммировать их, мы получим общее количество потребленного сжатого воздуха и его стоимость.

*Таблица 6.3. Теоретическое потребление сжатого воздуха в цилиндрах двухстороннего действия диаметром от 20 до 100 мм, в литрах на 100 мм хода*

Диаметр поршня, мм	Рабочее давление в барах				
	3	4	5	6	7
20	0,124	0,155	0,186	0,217	0,248
25	0,194	0,243	0,291	0,340	0,388
32	0,319	0,398	0,477	0,557	0,636
40	0,498	0,622	0,746	0,870	0,993
50	0,777	0,971	1,165	1,359	1,553
63	1,235	1,542	1,850	2,158	2,465
80	1,993	2,487	.983	3,479	3,975
100	3,111	3,886	4,661	5,436	6,211

Необходимо отметить, что значения в приведенной выше таблице не учитывают:

- “мертвый объем” в конечной фазе хода в обоих направлениях (если есть), и объем соединительных трубок
- потери энергии при ее передаче (см. об этом ниже).

Для определения размеров распределителя отдельно взятого цилиндра нам необходима другая цифра: **пиковый расход**. Он наблюдается при максимальной скорости поршня. Общая сумма пиковых расходов для всех одновременно движущихся цилиндров составляет расход, на основании которого должны определяться параметры **блока подготовки воздуха**.

Также нельзя не учитывать тепловые потери. В разделе, где рассматривались свойства газов, мы обсуждали адиабатический процесс – процесс с отсутствием теплообмена. В данном случае закон Бойля-Мариотта “ $pV = const$ ” перестает действовать, и вступает в силу равенство “ $pV^\gamma = const$ ”. Показатель степени  $\gamma$  (гамма) для воздуха равен 1,4.

Ниже представлена таблица, в которой указана степень сжатия (см. гл. 3, раздел «Изотермический процесс») для изотермического ( $pV=const$ ) и адиабатического ( $pV^\gamma=const$ ) процессов. В нижней строке таблицы приведен коэффициент, характеризующий отношение “изотермическое сжатие/адиабатическое сжатие”.

Таблица 6.4.

$p_{\text{абс}}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
сж. изотермическое	0,987	1,987	2,974	3,961	4,948	5,935	6,923	7,908	8,895	9,882
сж. адиабатическое	0,991	1,633	2,178	2,673	3,133	3,576	3,983	4,38	4,794	5,136
коэффициент	1	1,216	1,365	1,482	1,579	1,66	1,738	1,80	1,873	1,924

Не вдаваясь в подробности, скажем, что для учета явлений, имеющих место при данном процессе, теоретический расход следует умножить на коэффициент 1,4, представляющий собой эмпирический коэффициент, полученный в результате большого количества испытаний. Это число меньше, чем теоретическое, однако, и процесс не является на 100% адиабатическим.

В таблице 6.5 приведены цифры из таблицы 6.3, но с учетом данного поправочного коэффициента.

**Пример 2:** Цилиндр с диаметром 63 мм и ходом поршня 500 мм работает при давлении 6 бар. Каково потребление воздуха при 15 циклах (30 ходах) в минуту?

$$= 1,4 \cdot (63 \text{ мм})^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 500 \text{ мм} \cdot 30 \text{ ходов/мин} \cdot \frac{(6 + 1,013) \text{ бар}}{1,013 \text{ бар}} \cdot 10^6 \text{ л/мм}^3 = 453,195 \text{ л/мин}$$

По таблице 6.5 находим 3,021 л/мин на 100 мм хода. Этую величину необходимо умножить на 150, так как 100 мм хода необходимо увеличить в 5 раз, а также учесть 30 ходов в минуту:  $150/\text{мин} \cdot 3,021 \text{ литра} = 453,15 \text{ л/мин}$ .

Таблица 6.5. Потребление сжатого воздуха в цилиндрах двухстороннего действия, в литрах на 100 мм хода

Диаметр поршня, мм	Рабочее давление в барах				
	3	4	5	6	7
20	0,174	0,217	0,260	0,304	0,347
25	0,272	0,340	0,408	0,476	0,543
32	0,446	0,557	0,668	0,779	0,890
40	0,697	0,870	1,044	1,218	1,391
50	1,088	1,360	1,631	1,903	2,174
63	1,729	2,159	2,590	3,021	3,451
80	2,790	3,482	4,176	4,870	5,565
100	4,355	5,440	6,525	7,611	8,696

## ПОВОРОТНЫЕ ПРИВОДЫ

Поворотные приводы можно разделить на два типа. Те приводы, в которых энергия сжатого воздуха непосредственно приводит к угловому перемещению, называются шиберными (лопастными). Если же в приводе сперва реализуется линейное перемещение поршня, которое потом преобразуется во вращение вала, то такие приводы называются поршневыми. Обычно в таких приводах применяется кинематическая передача «зубчатая рейка - шестерня».

Стандартные углы поворота - 90°, 180°, 270° и 360°.

Условное обозначение в системе ISO



## ПОРШНЕВОЙ ПРИВОД

На выходном валу (рис.6.25) установлена шестерня, находящаяся в зацеплении с зубчатой рейкой, соединяющей два поршня. Перемещение поршней приводит к повороту выходного вала. Поршневые поворотные приводы теоретически могут иметь любой угол поворота: чем больше ход поршня и длиннее зубчатая рейка, тем больше угол, однако при этом очень сильно увеличиваются поперечные габариты привода. В такой конструкции легко обеспечиваются демпфирование и настройка угла поворота — постановкой демпфера или упора для приводящих поршней. Аналогично линейным приводам устанавливаются датчики положения, определяющие положение поршня, которое однозначно связано с углом поворота выходного вала.

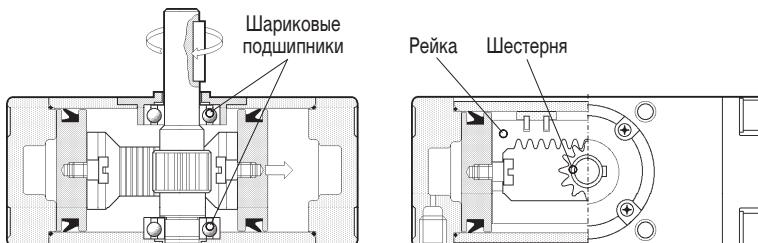


Рис. 6.25. Поршневой привод

## ШИБЕРНЫЙ (ЛОПАСТНОЙ) ПРИВОД

В приводе данного типа давление сжатого воздуха действует на лопасть (шибер), закрепленную на выходном валу. Лопасть имеет резиновое или пластмассовое покрытие, предотвращающее утечку воздуха.

Специальное уплотнение сложной объемной формы обеспечивает герметичность в местах контакта шибера со стопором и корпусом. Размер стопора определяет угол поворота. Стандартные углы:  $90^\circ$ ,  $180^\circ$  или  $270^\circ$ . Сделать такой привод на полный оборот технически невозможно ввиду конструкции. Шиберные поворотные приводы очень компактны, но при этом имеют ограничения по моменту и углу поворота.

Для регулировки максимального угла исполнительного механизма в нем могут быть предусмотрены специальные упоры. Для определения угла поворота шиберный поворотный привод комплектуется блоком датчиков положения, который ставится на вал с противоположной от нагрузки стороны.

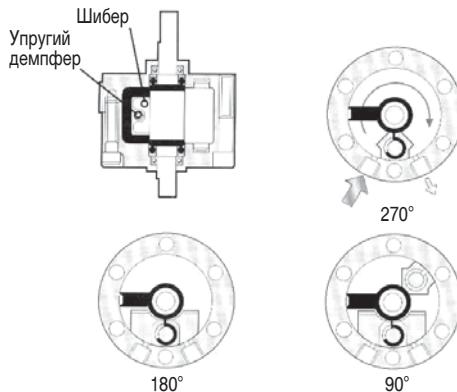
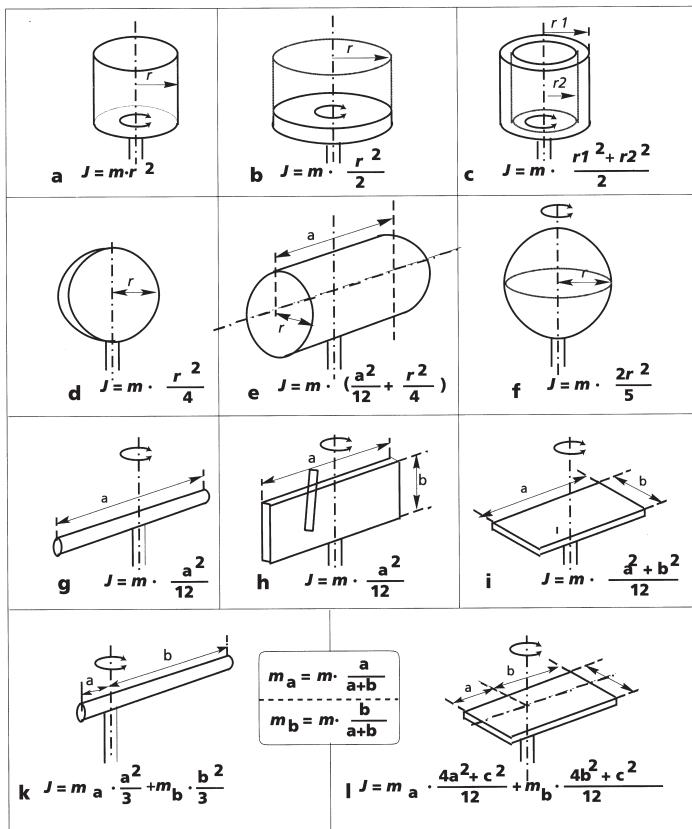


Рис. 6.26. Шиберный (лопастной) привод

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ПОВОРОТНЫХ ПРИВОДОВ

### МОМЕНТ СИЛ И МОМЕНТ ИНЕРЦИИ

В линейных пневматических цилиндрах для смягчения удара в момент подхода поршня к крышке устанавливается демпфер. Эффективность работы демпфера определяется величиной кинетической энергии, которую он может погасить. Эта энергия для линейного перемещения равняется  $mv^2/2$ .



6.27. Расчет момента инерции для тел различной формы

Важно, чтобы нагрузка приводилась во вращение с малым трением и большой скоростью, но непосредственная остановка вращающейся массы без демпфирования или с перегрузкой создает опасность повреждения шестерни или лопасти.

При использовании таких исполнительных механизмов необходимо иметь в виду величину допустимой кинетической энергии, указываемую производителем. Кинетическая энергия при вращении определяется по формуле  $E_k = J\omega^2/2$ , где  $\omega$  — угловая скорость, а  $J$  — момент инерции.

Для определения этой энергии необходимо знать величину момента инерции вращающейся массы. Момент инерции материальной точки равен:

$$J=m \cdot r^2 (\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

Любое тело можно представить как комбинацию материальных точек, а момент инерции тела равен сумме моментов инерции точек.

Простейшим случаем является полый цилиндр. Его момент инерции, как и у точки, равен его массе, помноженной на квадрат радиуса (поскольку все точки тела равноудалены от оси).

Инерция тел более сложных форм должна рассчитываться с помощью специальных формул. На рис. 6.27 приведены формулы для расчета моментов инерции целого ряда базовых элементов.

Сложная вращающаяся конструкция разбивается на базовые элементы, а затем моменты инерции каждого элемента складываются в итоговую величину. Например, момент инерции зажимного патрона, закрепленного на рычаге, как изображено на рис. 6.28, суммируется с моментом инерции плеча.

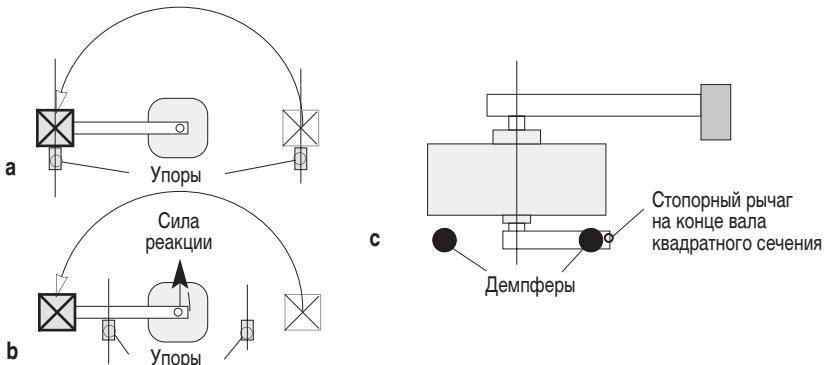


Рис. 6.28. Варианты упоров для поворотного рычага

По мере возможности для остановки вращающейся массы должны быть предусмотрены механические упоры, предпочтительно с демпфером. Их следует устанавливать напротив центра масс, как показано на рис. 6.28 а. Если расположить их ближе к центру, то на оси вращения возникает сила реакции опоры (рис. 6.28 б).

Если невозможно установить наружный упор непосредственно под рычагом, его можно обеспечить за счет установки стопорного рычага на противоположном конце вала (рис. 6.28 с). В таком варианте возникают большие силы реакции, поэтому это конструктивное решение возможно только с одобрения производителя.

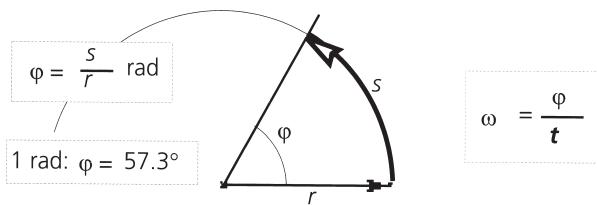


Рис. 6.29. Определение угловой скорости

Инерция вращающихся деталей аналогична инерции движущейся массы при прямолинейном движении. Помимо инерции, энергия движущейся массы определяется ее скоростью, для вращательного движения – угловой скоростью  $\omega$ . Эта скорость измеряется в радианах в секунду. Рис. 6.29 служит иллюстрацией к сказанному.

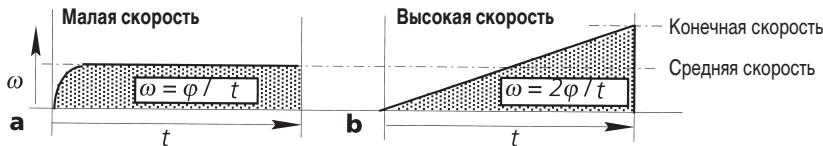


Рис. 6.30. Средняя и конечная скорость

Как и при определении гасящей способности демпфера для прямолинейного движения, для расчета максимально допустимой энергии, которую требуется погасить при работе поворотного исполнительного устройства, необходимо принимать во внимание конечную скорость.

Ускорение, развиваемое под давлением сжатого воздуха, если оно не ограничивается стабилизирующим противодавлением, может считаться практически постоянной величиной. Движение начинается при нулевой скорости и доходит приблизительно до удвоенной средней скорости (длина хода, деленная на время) в конечной фазе хода.

Для обеспечения быстрого перемещения пневматических исполнительных устройств расчеты должны строиться исходя из удвоенной средней скорости, как показано на рис. 6.30.

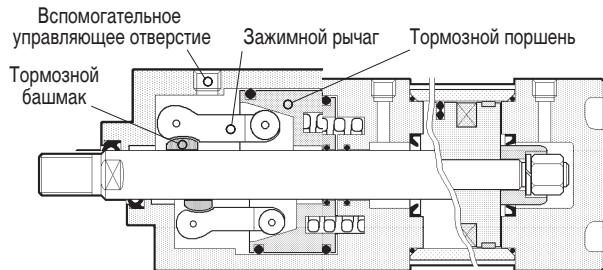
## СПЕЦИАЛЬНЫЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

### СТОПОРНЫЙ ЦИЛИНДР

В пневматическом цилиндре вместо стандартной торцевой крышки

может быть установлена блокирующая головка.

Эта головка предназначена для фиксации штока в любом положении. Блокировка является механической, и поэтому шток фиксируется надежно, даже в случае внезапного падения давления.



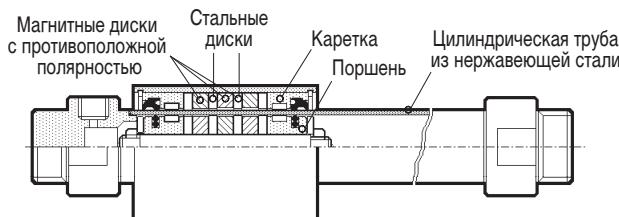
*Рис. 6.31. Типовой стопорный цилиндр*

## БЕСШТОКОВЫЕ ЦИЛИНДРЫ

### *С МАГНИТНОЙ МУФТОЙ, БЕЗ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ*

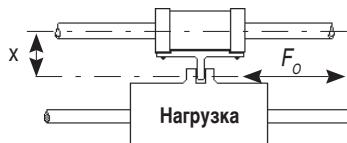
Стандартный пневматический цилиндр с ходом, например, 500 мм может иметь при полностью выдвинутом штоке габаритный размер 1100 мм. Бесштоковый цилиндр с таким же рабочим ходом будет занимать намного меньше места (приблизительно 600 мм). Такой цилиндр (рис.6.32) более предпочтителен, если требуется обеспечить значительный рабочий ход при ограниченных продольных габаритах.

Величина рабочего усилия, которое может развить бесштоковый пневматический цилиндр с магнитной муфтой, ограничивается удерживающим усилием магнита. Оно соответствует величине усилия, развиваемого обычным цилиндром со штоком, работающим при давлении до 7 бар, однако в бесштоковом цилиндре при наличии динамических ударов может произойти разрыв магнитной связи каретки с поршнем. Следовательно, применять данный тип цилиндра для реализации вертикальных перемещений не рекомендуется, за исключением тех случаев, когда в точности соблюдаются предписания производителя по эксплуатации и соблюдению мер безопасности.



*Рис. 6.32. Типовой бесштоковый цилиндр с магнитной муфтой, обеспечивающей сцепление между поршнем и кареткой*

Если невозможно обеспечить контакт между кареткой и нагрузкой непосредственно по осевой линии цилиндра, а приходится располагать нагрузку на некотором расстоянии от осевой линии (Х – на рис. 6.33), то величина допустимого усилия резко уменьшается. Во избежание повреждения цилиндра необходимо строго придерживаться указаний производителя.

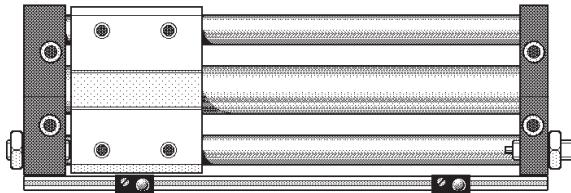


*Рис. 6.33. Боковое смещение нагрузки на расстояние Х снижает ее допустимую величину*

### **С МАГНИТНОЙ МУФТОЙ И НАПРАВЛЯЮЩИМИ**

В зависимости от типа применяемых направляющих, проблема боковой нагрузки может быть либо решена, либо усугублена. При использовании в качестве направляющего элемента шарикоподшипников появляется возможность воспринимать значительную боковую нагрузку, а также увеличивать длину хода. Что касается прецизионных направляющих, то они имеют настолько малый посадочный допуск, что малейшая деформация существенно увеличивает трение. Для направляющих этого типа одним из главных критерий при определении величины допустимого усилия является длина хода. У производителей всегда можно получить необходимую информацию относительно оптимальной боковой нагрузки и оптимальной ориентации таких цилиндров при монтаже оборудования.

На рис. 6.34 показан типовой бесштоковый пневматический цилиндр с направляющими элементами и магнитной муфтой, обеспечивающей сцепление между поршнем и кареткой.

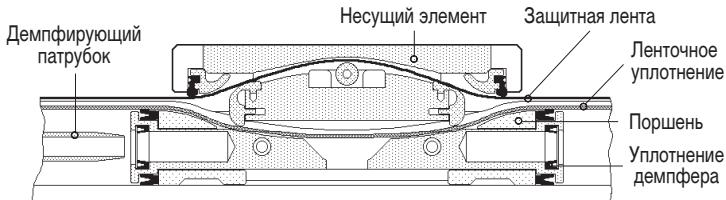


*Рис. 6.34. Бесштоковый цилиндр с направляющими, демпферами и датчиками*

Для того чтобы замедление хода каретки происходило мягко, рекомендуется предусмотреть демпфирующие элементы на обоих концах цилиндра. В конструкции, изображенной на рис.6.34, применены встроенные демпферы. На специальной планке установлены датчики положения, включающиеся посредством постоянного магнита, встроенного в каретку.

### **С НАПРАВЛЯЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ И МЕХАНИЧЕСКИМ СЦЕПЛЕНИЕМ**

Для подъема или перемещения грузов большого веса применяется бесштоковый пневмоцилиндр с ленточным уплотнением (рис.6.35), который исключает возможность отсоединения каретки от поршня вследствие динамических ударов. Однако такой цилиндр, в отличие от цилиндра с магнитным сцеплением, не обеспечивает стопроцентной герметичности.



*Рис. 6.35. Бесштоковый цилиндр с ленточным уплотнением*

### **ПНЕВМАТИЧЕСКАЯ КАРЕТКА**

Пневматическая каретка (рис.6.36) представляет собой малогабаритный прецизионный линейный привод, который может использоваться в роботизированных комплексах и сборочных автоматах.

Входящие в состав механизмов, осуществляющих операции по перемещению объектов с места на место или их позиционирование, пневматические каретки обеспечивают прямолинейные перемещения с

высокой точностью, благодаря прецизионно обработанным монтажным поверхностям и строго параллельным направляющим поршней.

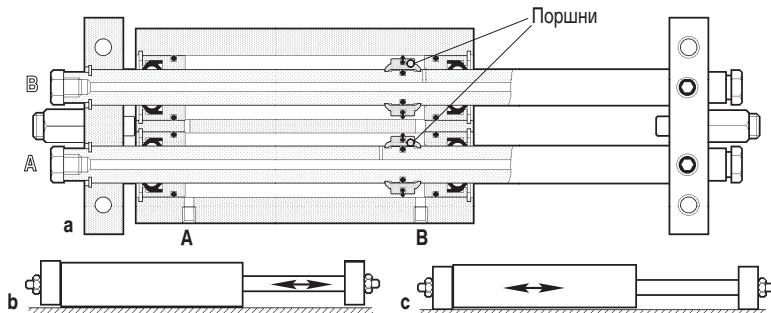


Рис. 6.36. Типовая пневматическая каретка

В одном варианте неподвижным может быть корпус, а штоки с торцевыми плитами будут перемещаться (рис.6.36 б). Или наоборот: торцевые плиты зафиксированы на монтажной поверхности, а сам корпус перемещается (рис.6.36 с). В каждом случае пневмораспределитель должен быть подсоединен к неподвижно закрепленному элементу, соответственно либо в точках А и В, либо в точках А и В, как показано на рис. 6.36 а.

### ЦИЛИНДР С ПОЛЫМ ШТОКОМ

Цилиндр такого типа (рис.6.37) специально разработан для выполнения работ типа “поднять-положить”.

Полый шток обеспечивает непосредственное соединение между источником вакуума и вакуумной присоской, которая крепится к рабочему концу штока. Соединительная трубка в задней части цилиндра остается неподвижной, в то время как шток выдвигается и втягивается.

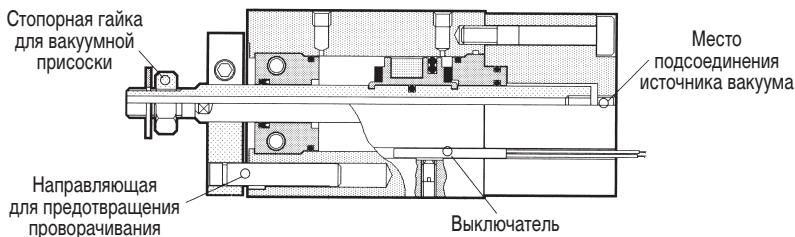
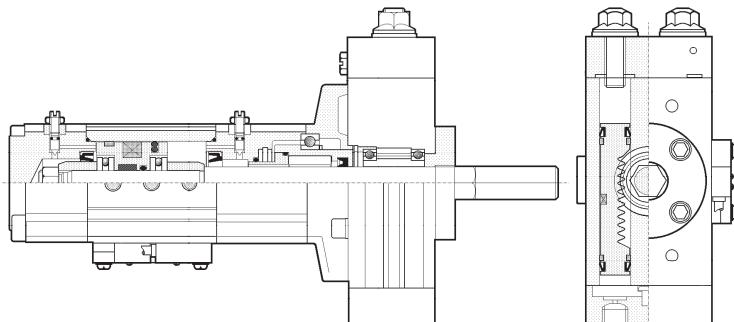


Рис. 6.37. Цилиндр с пустотелым штоком, жестко связанный с источником вакуума

## ПОВОРОТНО-ЛИНЕЙНЫЙ МОДУЛЬ

Так называемый поворотно-линейный модуль (рис.6.38) представляет собой устройство, состоящее из линейного цилиндра и поворотного исполнительного механизма. Поворотный рычаг, прикрепленный к валу, может быть снабжен захватом или вакуумной присоской для подъема заготовок и переноса их на другое место после поворота рычага. Это позволяет создать готовый рабочий узел для перемещения деталей по принципу “поднять-положить”.



*Рис.6.38. Поворотно-линейный модуль*

## ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ЗАХВАТ

В прошлом все операции по захвату какого-либо объекта и его перемещению выполнялись вручную. В процессе развития автоматизации эта роль была отведена роботу-манипулятору, снабженному захватным устройством. Захватное устройство предназначено для того, чтобы захватить объект, удерживать его при перемещении и ориентации в пространстве, после чего отпустить в нужной точке.

Захватить объект можно механически, с помощью пневматического захвата, с помощью вакуумных или вихревых присосок и с помощью магнитного захвата. Присоски будут отдельно рассмотрены в 9 главе.

## МАГНИТНЫЙ ЗАХВАТ

Принцип действия магнитного захвата представлен на рис.6.39.

При подачи воздуха в одну из полостей мощный постоянный магнит, расположенный на поршне, приближается к переднему краю захвата, а следовательно, и к объекту. Магнитная сила возрастает и объект примагничивается. При подаче воздуха в противоположную полость магнит отдаляется от объекта, и он отпускается.

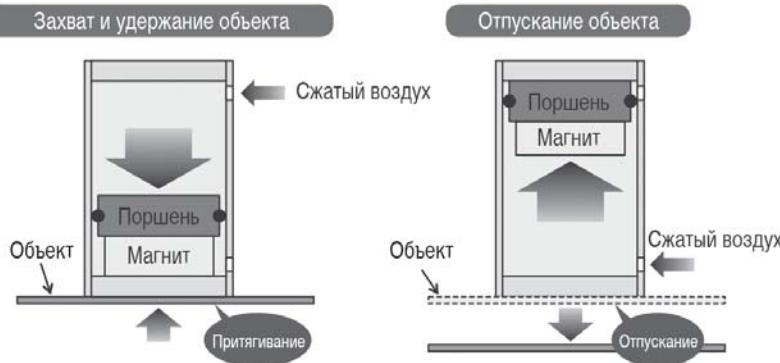


Рис. 6.39. Магнитный захват

### МЕХАНИЧЕСКИЕ ЗАХВАТЫ

Существует два типа захватов: с параллельным и угловым раскрытием. У захватов с параллельным раскрытием (рис.6.40б) пальцы остаются параллельными друг другу на всей длине хода. Этот тип подойдет для условий ограниченного пространства. У захватов с угловым раскрытием (рис.6.40а) пальцы вращаются. Изначально они располагаются параллельно друг другу, а при раскрытии перемещаются по дуге, пока не достигнут своего полностью раскрытоего положения. Это позволяет обеспечить лучший доступ к объекту между циклами захвата.

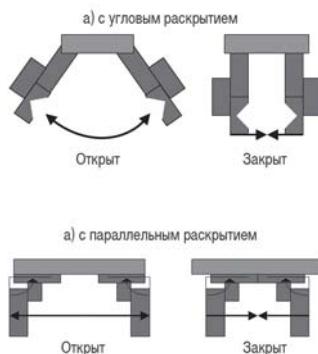


Рис.6.40. Захваты с угловым и параллельным раскрытием

Захваты могут иметь разное количество пальцев: от двух до

четырех. Трехпальцевые захваты (рис.6.41) используют для захвата цилиндрических деталей либо деталей, имеющих цилиндрическое отверстие. Четырехпальцевые отлично подойдут для объектов с квадратным сечением.

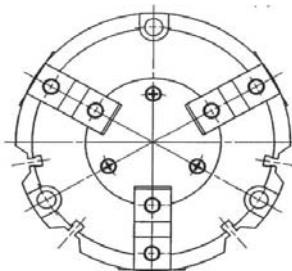


Рис.6.41. Трехпальцевый захват

Принцип работы захвата - движение линейного или поворотного привода в сочетании с кинематической передачей для создания усилия схватывания. В пневматических захватах применяются различные кинематические передачи: кулачковые, рычажные, коленно-рычажные, клиновые, шестерня-зубчатая рейка (рис.6.42).

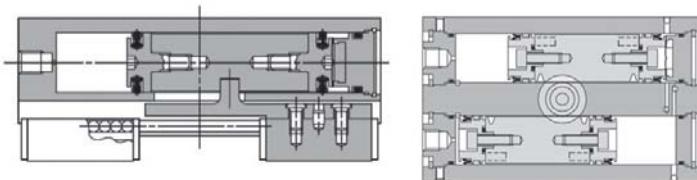
Удержание объекта между пальцами захвата осуществляется за счет силы трения, которая пропорциональна усилию захвата и коэффициенту трения скольжения, поэтому иногда на пальцы захвата крепят прокладки из нескольких материалов. Для удержания заготовки массой  $m$ , на которую действует сила тяжести, равная  $F_{тяж} = mg$  ( $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения), необходимо приложить силу больше, чем  $mg / \mu$

Поскольку объект сжимается с двух, трех или четырех сторон, то, чтобы найти усилие одного пальца, необходимо разделить силу на количество пальцев в захвате: 2,3 или 4 соответственно. В случае захвата с двумя пальцами (см. рис.6.43) – на 2. Тогда  $F = mg / 2\mu$ .

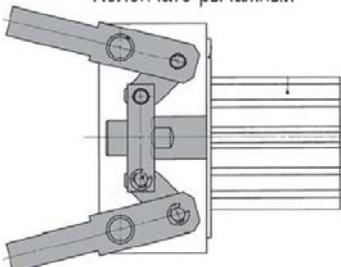
Понятно, что помимо сил тяжести на объект могут воздействовать и другие силы, например, при перемещении – инерционные силы, поэтому необходимое усилие увеличивают, умножая на коэффициент запаса (рекомендуется брать коэффициент запаса от 4 и выше)

При определении размеров пневматического захвата с параллельным раскрытием важно помнить, что удерживаемый объект не должен быть захвачен слишком далеко. Увеличение вылета ( $L$ ) и смещения ( $H$ ) приводит к снижению реальной силы зажима (рис.6.44).

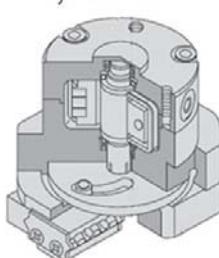
**Синхронизация положения  
пальцев с помощью шестерни**



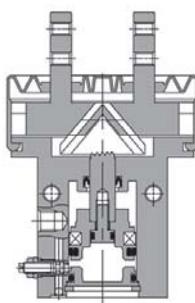
Коленчато-рычажный



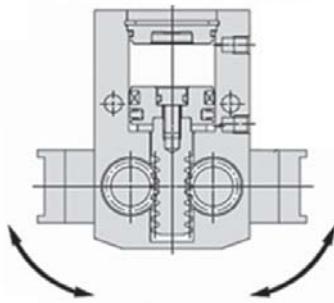
Кулачковый



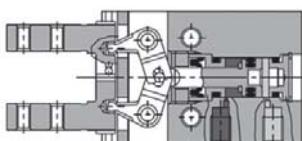
Клиновая связь



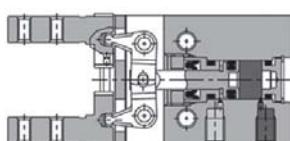
Зубчатая рейка - шестерня



Рычажный



Закрыт



Открыт

Рис.6.42. Кинематические схемы захватов

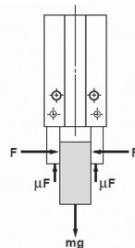


Рис.6.43. Захват двумя пальцами

При определении размеров пневматического захвата с параллельным раскрытием важно помнить, что удерживаемый объект не должен быть захвачен слишком далеко. Увеличение вылета ( $L$ ) и смещения ( $H$ ) приводит к снижению реальной силы зажима (рис.6.44).

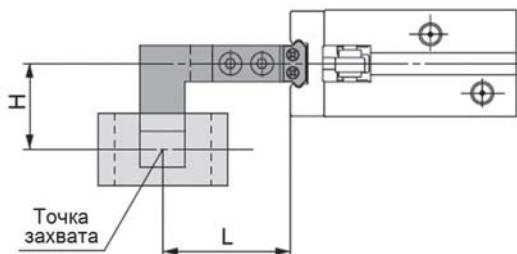
Рис.6.44. Захват объекта с вылетом  $H$  и смещением  $L$ 

Рис.6.45 иллюстрирует типовые случаи применения поворотных приводов и пневматических захватов, о которых шла речь выше.

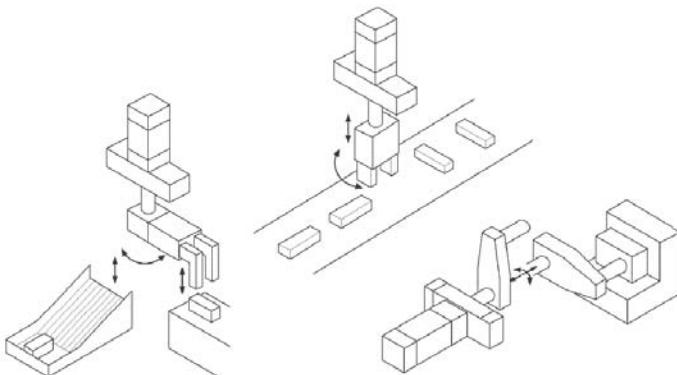


Рис.6.45. Типовые случаи использования поворотных приводов и пневматических захватов

## **7. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ**

---

### **ФУНКЦИИ ПНЕВМОРасПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ**

Пневмораспределители предназначены для открывания, закрывания, переключения, другими словами - распределения потоков сжатого воздуха между входными и выходными присоединительными отверстиями (портами) за счет изменения схемы коммутации сообщающихся с ними каналов. Пневматические распределители в пневмосистеме выполняют ту же роль, что и контакты в электрической цепочке. Каждая позиция распределителя обозначается квадратом, в котором с помощью стрелок и заглушки изображается, как коммутируются порты распределителя в данном положении. При этом стрелки могут быть как односторонние (поток должен течь в указанном направлении), так и двухсторонние (воздух может двигаться в любом направлении).

Описание основных функций распределителей и условные графические символы для их обозначения, принятые в системе ISO, приведены в табл. 7.1.

Более подробную информацию об обозначении пневмораспределителей на схемах можно найти в Приложении 1.

### **ОБОЗНАЧЕНИЕ ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫХ ОТВЕРСТИЙ ПНЕВМОРасПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ**

Обозначения присоединительных отверстий пневмораспределителей не являются универсальными. Это скорее дань традициям, чем соблюдение требований стандартов.

Буквенные коды ведут свое происхождение от “старшего по возрасту” гидравлического оборудования. Латинская буква “Р”, которой обозначается отверстие подвода энергии (питания), была взята от слова “римп” (насос), т.е. от понятия гидравлического насоса как источника потенциальной энергии жидкости, находящейся под давлением.

Выходное (рабочее) отверстие распределителя 2/2 или 3/2 всегда обозначалось буквой “А”, а второе отверстие с аналогичной функцией у распределителей 4/2 и 5/2 - латинской буквой “В”.

Таблица 7.1. Условные графические изображения, принципиальное устройство и основные области применения пневмораспределителей

Обозначение	Конструктивная схема	Функция	Применение
		2/2. ВКЛ/ВЫКЛ без выхлопа	Пневматические двигатели и пневматический инструмент
		3/2. Нормально закрытый (НЗ), для подачи или выпуска воздуха через выходное отверстие 2	Цилиндры простого действия (толкающего типа), пневматические сигнальные устройства
		3/2. Нормально открытый (НО), для подачи или выпуска воздуха через выходное отверстие 2	Цилиндры простого действия, пневматические сигнальные устройства инверсного типа
		4/2. Переключение потока воздуха между выходными отверстиями 2 и 4 с общим выпуском	Цилиндры двустороннего действия
		5/2. Переключение потока воздуха между выходными отверстиями 2 и 4 с раздельным выпуском	Цилиндры двустороннего действия
		5/3. Закрытый центр: То же, что и 5/2, но с полностью отсеченным от пневмосистемы средним положением	Цилиндры двустороннего действия с возможностью остановки
		5/3. Открытый центр: То же, что и 5/2, но с возможностью выпуска воздуха в среднем положении	Цилиндры двустороннего действия с возможностью сброса давления из цилиндра
		5/3. Центр под давлением. То же, что и 5/2, но с возможностью подачи давления в среднем положении	Специальные конструкции, например, стопорные цилиндры

Выпускное отверстие (выхлоп) неизменно обозначалось буквой "R" от слова "return" (возврат гидравлической жидкости в масляный бак). Второе выходное отверстие в клапане 5/2 обозначалось буквой S, либо отверстия выхлопа кодировали как R1 и R2.

Отверстие управления, обеспечивающее связь между отверстием питания и рабочим отверстием A, первоначально имело кодовое обозначение «Z», а другое отверстие обозначалось буквой «Y» (две последние буквы латинского алфавита, как обозначение двух крайних точек).

После 20 лет дискуссий по поводу символов, применяемых в пневматике и гидравлике, одна из рабочих групп Международной

организации по стандартизации (ISO) подала идею, заключающуюся в том, чтобы порты распределителя обозначались не буквами, а цифрами, однако выход в свет стандарта ISO 1219 был задержан на 6 лет. Согласно этому стандарту, отверстие подвода энергии должно обозначаться цифрой “1”, выходные отверстия - цифрами “2” и “4”, отверстие управления, соединяющее “1” и “2”, должно иметь код “12” и т. д. В таблице 7.2 показаны четыре основных набора кодов, применяющихся для обозначения присоединительных отверстий распределителя. В настоящее время предпочтение отдается цифровым кодам.

*Таблица 7.2. Основные условные обозначения для идентификации присоединительных отверстий нормально закрытого (НЗ) и нормально открытого (НО) распределителей*

Подвод воздуха	Выход, НЗ	Выход, НО	Выхлоп НЗ	Выхлоп НО	Отверстие управления НЗ	Отверстие управления НО
P	A	B	R	S	Z	Y
P	A	B	R1	R2	Z	Y
P	A	B	EA	EB	PA	PB
1	2	4	3	5	12	14

## МОНОСТАБИЛЬНЫЕ И БИСТАБИЛЬНЫЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

Моностабильными называются распределители, которые возвращаются в исходное положение при снятии управляющего сигнала. Они имеют одно, основное положение, в которое возвращаются автоматически.

Бистабильные распределители не имеют основного положения и при отсутствии сигнала остаются в том положении, в котором находились, пока не придет противоположный сигнал. Поэтому ими можно управлять с помощью кратковременных (импульсных) сигналов.

## ТИПЫ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ

По своему принципиальному конструктивному решению распределители подразделяются на два основных типа - клапанные и золотниковые. Последние, в свою очередь, могут иметь как эластичные, так и «металлические» уплотнения (уплотнение металл по металлу).

## КЛАПАННЫЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

Управление потоком воздуха в клапанных распределителях осуществляется посредством тарельчатого клапана, то есть диска или

толкателя с эластичным уплотнением, перемещающихся в направлении под прямым углом к прилегающей поверхности седла.

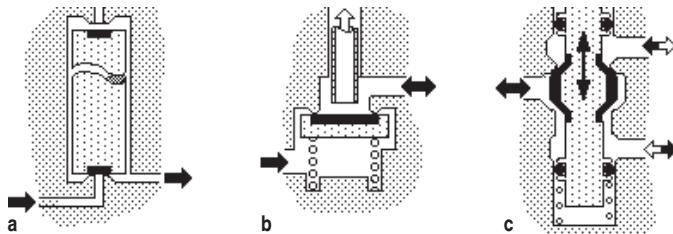


Рис. 7.1. Основные типы тарельчатых клапанов

Тарельчатый клапан может иметь два или три присоединительных отверстия. Для пневмораспределителей с четырьмя или пятью портами в одном корпусе должны быть смонтированы как минимум два тарельчатых клапана.

Недостаток таких распределителей (рис. 7.1-а) состоит в том, что подводимое давление стремится поднять уплотняющий элемент с седла. Для удержания клапана в закрытом положении требуется достаточное усилие, создаваемое, например, пружиной. На рис. 7.1-б усилие от подводимого давления складывается с усилием пружины, помогая удерживать клапан в закрытом положении. При этом усилие открытия будет зависеть как от рабочего давления, так и от площади клапана. По этой причине такая конструкция обычно применяется только для распределителей с размерами проходных отверстий  $1/8"$  или меньше.

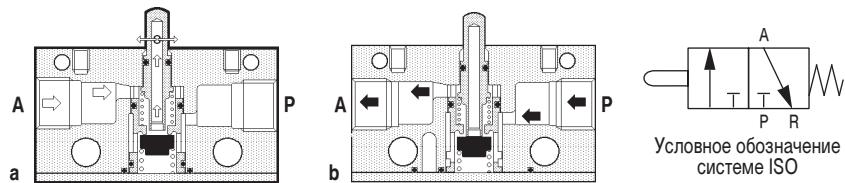


Рис. 7.2. Тарельчатый клапан с механическим управлением

На рис. 7.2 показан нормально закрытый (НЗ) тарельчатый клапан 3/2 того же типа, что и на рис. 7.1-б.

В закрытом положении (рис. 7.2-а) выпуск отработанного воздуха осуществляется через полый толкатель. При срабатывании клапана (рис. 7.2-б) выпускное отверстие закрывается, и поток воздуха устремляется от отверстия подвода воздуха Р к выходному отверстию А.

Конструкции на рис. 7.1-с и 7.3 представляют собой уравновешенный тарельчатый клапан. Входное давление воздействует на одинаковые

площади поверхности в обоих направлениях.

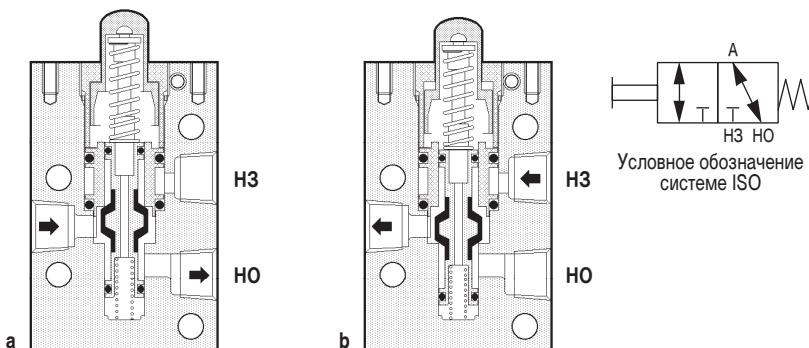


Рис.7.3. Уравновешенный тарельчатый клапан 3/2

Использование в конструкции уравновешенного тарельчатого клапана позволяет монтировать пневмораспределитель как в нормально закрытом (НЗ), так и в нормально открытом (НО) положениях.

### ЗОЛОТНИКОВЫЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

В распределителях с цилиндрическим, плоским золотником и крановых распределителях изменение коммутации между портами происходит за счет перемещения золотника.

#### ПНЕВМОРАСПРЕДЕЛИТЕЛИ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ ЗОЛОТНИКОМ

В таких распределителях цилиндрические золотники перемещаются вдоль корпуса, а воздух подается под прямым углом к оси золотника. Цилиндрические золотники имеют одинаковые площади уплотняющих поверхностей и поэтому уравновешены по давлению.

#### ЭЛАСТИЧНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

Наиболее распространенные конструкции золотников и уплотнений показаны на рис.7.4 и 7.5. На рис.7.4 уплотнительные кольца круглого сечения устанавливаются в канавках на теле золотника и вместе с ним перемещаются в металлической гильзе. Для уменьшения износа уплотнительных колец рабочие каналы корпуса в гильзе разделены на большое количество мелких отверстий.

В распределителе, изображенном на рис.7.5, уплотнения находятся в корпусе и удерживаются в нужном положении при помощи секционных проставок.

На рис.7.6 показан цилиндрический золотник с кольцами овального сечения. Ни одному из них не требуется пересекать расточки в корпусе. Кольца только открывают или закрывают соответствующую клапанную щель. Такая конструкция обеспечивает отсутствие утечек при минимальном трении золотника, что способствует длительному сроку службы распределителя.

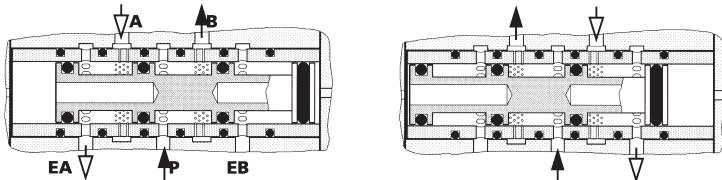


Рис. 7.4. Распределитель с цилиндрическим золотником и уплотнительными кольцами, перекрывающими выходные отверстия

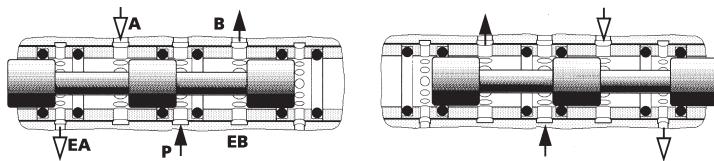


Рис. 7.5. Распределитель с цилиндрическим золотником и уплотнениями в корпусе

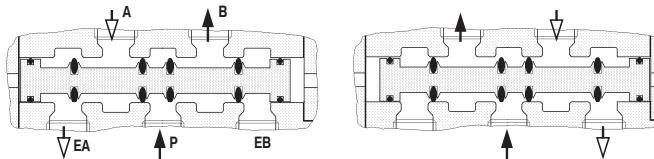


Рис. 7.6. Распределитель с золотником и кольцами овального сечения

### «МЕТАЛЛИЧЕСКОЕ УПЛОТНЕНИЕ»

Распределители с тщательно притерттыми по сопрягаемым поверхностям металлическими гильзой и золотником (рис.7.7) имеют очень малое сопротивление трения, обладают высоким быстродействием и исключительно длительным сроком службы. Такие распределители рекомендуется использовать в условиях повышенной частоты переключений и нагрузки по причине существенно большего ресурса работы. Есть успешный опыт их применения при низких температурах, когда «металлическое уплотнение» сохраняет работоспособность, в то время как резиновые уплотнения теряют эластичность. Конечно, конструкция с притертым стальным золотником подразумевает наличие

кольцевого зазора, величина которого составляет около 3 мкм. Поэтому в распределителе имеет место небольшая внутренняя перетечка воздуха с расходом около одного децилитра в минуту. Это не имеет большого значения до тех пор, пока не возникает необходимости удерживать исполнительное устройство в неподвижном положении в течение некоторого времени (например, в 5/3 распределителе с закрытой центральной позицией).

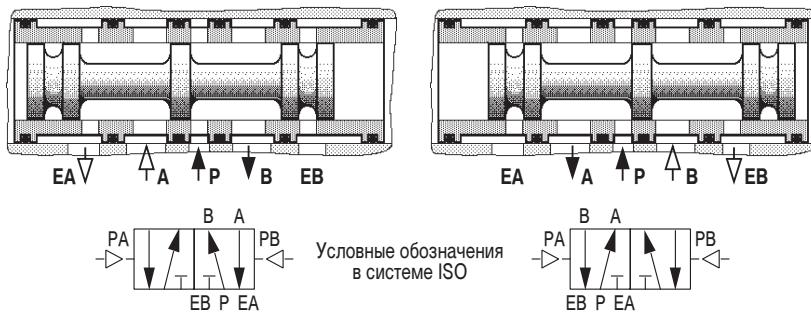


Рис. 7.7. Устройство распределителя с цилиндрическим золотником и гильзой без эластичных уплотнений

### РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ С ПЛОСКИМ ЗОЛОТНИКОМ

Направление потока воздуха в таком распределителе зависит от положения ползуна (плоского золотника), выполненного из металла, нейлона или пластика. Ползун перемещается за счет движения поршня с эластичными уплотнениями, который управляется сжатым воздухом (рис.7.8).

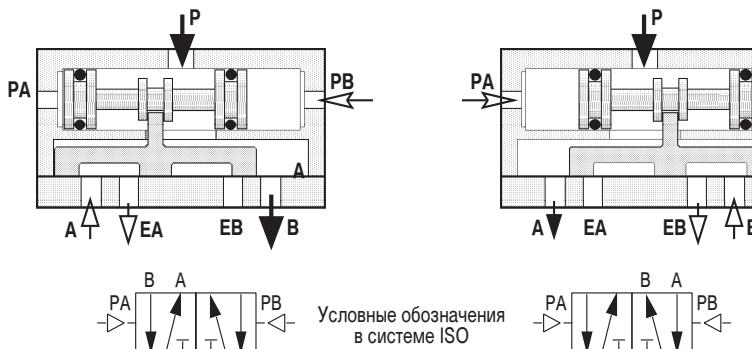


Рис. 7.8. 5/2-пневмораспределитель с плоским золотником

## КРАНОВЫЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

Крановый распределитель - распределитель, в котором перенаправление потока жидкости осуществляется поворотом тела вращения (пробки) на определенный угол. Обычно в качестве пробки используется цилиндр или конус. Такие распределители редко применяются в пневматике, исключение составляют распределители с торцевым золотником. То есть распределители, в которых телом вращения является металлический или пластиковый диск с отверстиями (рис.7.9), который поворачивается вручную, обеспечивая связь между отверстиями в корпусе распределителя. Распределение давлений по поверхностям диска создает усилие, которое прижимает его к сопряженной поверхности, в результате чего утечка сводится к минимуму. Рабочее давление подается в пространство над диском.

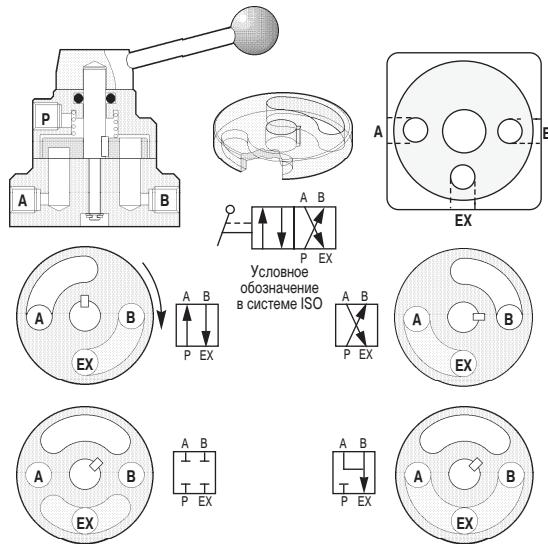


Рис. 7.9. Пневмораспределитель с поворотным диском и диск в разрезе для работы в режиме 4/3 с закрытой и открытой центральными позициями

## УПРАВЛЕНИЕ ПНЕВМАРASПРЕДЕЛИТЕЛЯМИ

Существуют следующие типы управления пневмораспределителями:

- механическое,
- пневматическое,
- электромагнитное.

## МЕХАНИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ

Механическое управление можно разделить на управление от оператора (мускульное) и управление от механизма. В первом случае к органу управления прикладывается сила человека, во втором — усилие некоторого механизма. Конструкции распределителей этих двух типов не отличаются, а изменяются только органы управления.

Обычно в распределителях с пневматическим или электромагнитным управлением также есть органы механического управления, которые позволяют переключить распределитель даже при отсутствии соответствующего пневматического или электрического сигнала. Они называются ручным дублированием и предназначаются для проверки работы распределителя.

### УПРАВЛЕНИЕ ОТ МЕХАНИЗМА

В автоматизированных машинных комплексах механически управляемые распределители могут распознавать положение движущихся узлов машины и выдавать сигналы для системы автоматического управления рабочим циклом.

На рис. 7.10 показаны основные средства управления от механизма.

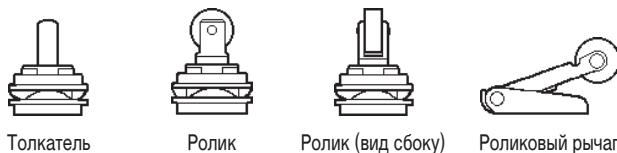


Рис. 7.10. Основные механические средства управления

### МЕРЫ ПРЕДОСТОРОЖНОСТИ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ РОЛИКОВЫХ РЫЧАГОВ

При использовании кулачков для управления распределителями, работающими от роликового рычага, следует соблюдать специальные меры предосторожности. На рис. 7.11, слева это показано наглядно: рабочий ход ролика не должен доходить до конца полного хода. Рабочий уклон профиля кулачка должен иметь угол около  $30^\circ$  (рис. 7.11, справа). Более крутые уклоны будут создавать механические нагрузки на рычаг.

**Ролик одностороннего действия** (или ролик с холостым обратным ходом или ролик с ломающимся рычагом). Управляющий кулачок воздействует на распределитель при движении исполнительного устройства только в одном направлении. При движении в обратном направлении ролик возвращается в исходное положение, не воздействуя на распределитель.

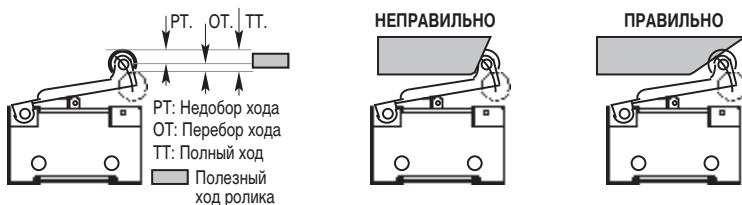


Рис. 7.11. Меры предосторожности при работе с роликовыми рычагами и кулачками

### УПРАВЛЕНИЕ ОТ ОПЕРАТОРА (МУСКУЛЬНОЕ, РУЧНОЕ)

Мускульное управление обычно обеспечивается при помощи имеющихся для этого устройств управления (рис. 7.12; 7.13), приспособленных для воздействия вручную на распределитель с механическим управлением.

Моностабильные распределители с ручным управлением (с пружинным возвратом) обычно применяются для пуска, остановки и выполнения других операций, регулирующих работу блока пневматического управления.



Рис. 7.12. Основные моностабильные устройства ручного управления

Во многих случаях бывает предпочтительнее, чтобы распределитель какое-то время сохранял свое положение. На рис. 7.13 показаны основные типы бистабильных устройств ручного управления.



Рис. 7.13. Бистабильные устройства ручного управления

Несмотря на то, что этот тип управления часто называют «ручным», термин «мускульное» является более точным, т.к., наряду с органами управления, на которые оператор воздействует рукой, для управления распределителями применяются и ножные педали.

## ПНЕВМАТИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ

Пневмораспределители, применяемые в качестве основных управляющих распределителей, должны располагаться как можно ближе к соответствующему исполнительному устройству и переключаться дистанционно, например, при помощи пневматического сигнала.

Моностабильный распределитель с пневмоуправлением (рис. 7.14) переключается за счет подачи давления управления непосредственно на торец золотника или связанный с ним управляющий поршень. Возврат золотника в исходное положение осуществляется за счет пружины. Обычно применяется механическая пружина, но ее роль может выполнять также и "пневматическая пружина". В этом случае усилие возврата обеспечивается путем подачи давления питания на соответствующий торец золотника. Кроме того, возможно сочетание обоих элементов. В последнем случае полезная площадь со стороны пневмоуправления должна быть увеличена, что обеспечивается выбором соответствующих размеров поршня, воздействующего на торец золотника.

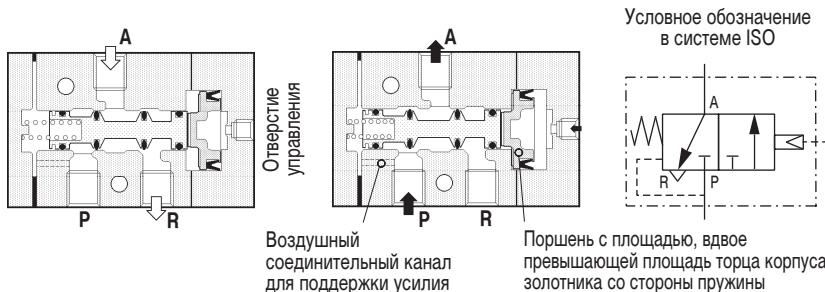


Рис. 7.14. 3/2-пневмораспределитель с пружинным и пневматическим возвратом

Совместное использование пружинного и пневматического возврата обеспечивает более стабильные характеристики и повышенную надежность переключения.

В случае, показанном на рис. 7.15, эффект пневматической пружины обеспечивается благодаря наличию связанного с отверстием питания внутреннего канала, через который сжатый воздух воздействует на поршень меньшего диаметра. При подаче в порт управления воздух воздействует на поршень большего диаметра, перемещая золотник.

Этот способ возврата золотника в исходное положение требует минимальных размеров рабочего пространства и поэтому часто применяется в миниатюрных распределителях.

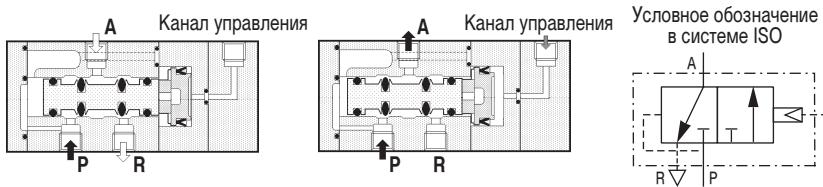


Рис. 7.15. 3/2-распределитель с пневматическим возвратом

Пневматические распределители, о которых мы говорили до сих пор, были распределителями одностороннего управления, или распределителями моностабильного типа. Для управления работой пневматических цилиндров нередко используются бистабильные пневмораспределители (с двухсторонним управлением), которые фиксируются в любом из двух возможных положений (рис.7.16).

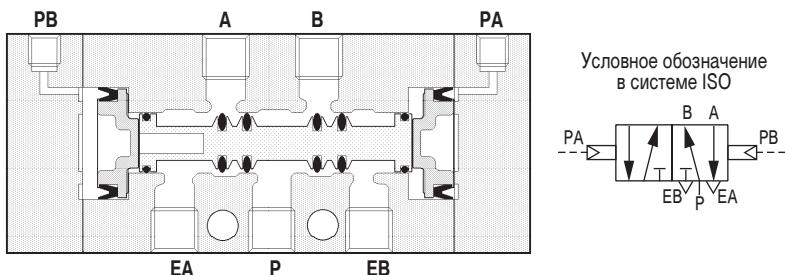


Рис. 7.16. Бистабильный 5/2-распределитель

На рис.7.16 показано положение золотника после подачи короткого импульса давления к отверстию управления “PB” (золотник сместился вправо). Благодаря этому отверстие питания “P” соединилось с рабочим отверстием “B”. Воздух под давлением из рабочего отверстия “A” сбрасывается через отверстие “EA”. Распределитель будет оставаться в этом рабочем положении до тех пор, пока не получит противоположный управляющий сигнал. Эта реализация называется “функцией памяти”.

Бистабильные распределители удерживаются в своих рабочих положениях благодаря трению. Вследствие этого, при их установке необходимо сохранять горизонтальное положение золотника, особенно, если эти распределители испытывают вибрационные воздействия. В случае применения конструкций с «металлическим уплотнением» рабочие положения распределителя могут иметь механические фиксаторы.

Прежде чем перейти к обсуждению электромагнитного управления,

сделаем небольшое отступление, касающееся различных вариантов управления - прямого и непрямого.

### **ПРЯМОЕ И НЕПРЯМОЕ (ПИЛОТНОЕ) УПРАВЛЕНИЕ**

Прямое управление имеет место, когда усилие, приложенное к органу управления, напрямую вызывает перемещение золотника или тарелки клапана. К преимуществам прямого управления относятся высокая скорость переключения, независимость от давления на входе и отсутствие жестких требований к качеству сжатого воздуха. Однако такие распределители громоздки (особенно при большой пропускной способности), а в случае с электромагнитным управлением потребляют большую мощность.

При непрямом или пилотном управлении внешнее устройство управления воздействует на небольшой пилотный клапан, который, в свою очередь, пневматически переключает главный распределитель. Таким образом, распределитель с непрямым управлением – это пневматически управляемый распределитель, у которого управляющий пневматический сигнал формируется с помощью пилотного клапана. Последний имеет механическое или электрическое управление. Такие распределители компактны и имеют малый вес и энергопотребление, но зависят от наличия давления на входе (при отсутствии давления распределитель неуправляем), а попадание внутрь даже небольших твердых частиц может забить пилотный канал, поэтому иногда пилотный воздух, т.е. воздух, используемый для управления распределителем, забирается не от входа, а подается извне. Таким образом, для пилотного управления может использоваться специально очищенный воздух.

Пример распределителя 5/2-распределителя с непрямым механическим управлением представлен на Рис.7.17-а (распределитель изображен в основном положении). Изображенные на рис.7.17-б и 7.17-с в увеличенном масштабе элементы конструкции относятся к пилотному клапану в основном (б) и переключенном (с) положении.

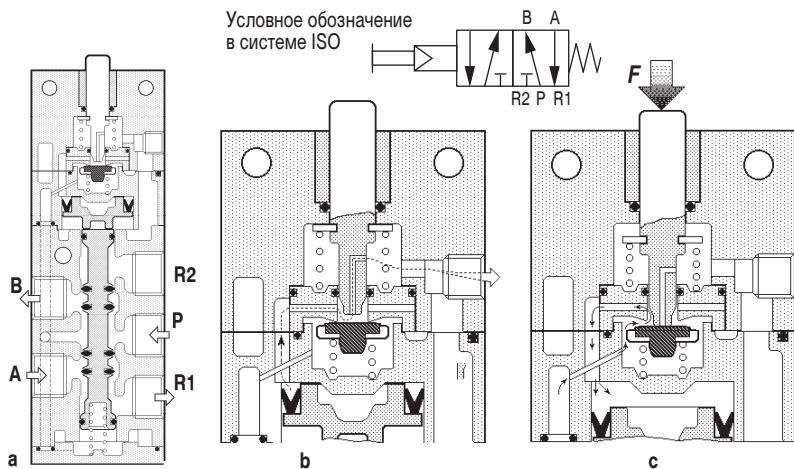


Рис. 7.17. Непрямое механическое управление

### ЭЛЕКТРОМАГНИТНОЕ УПРАВЛЕНИЕ

Пневматические системы с электрическим и электронным управлением рассматриваются в специальной книге, поэтому на данной стадии будет достаточно рассмотреть только управляющие распределители с электрическим управлением (рис. 7.18).

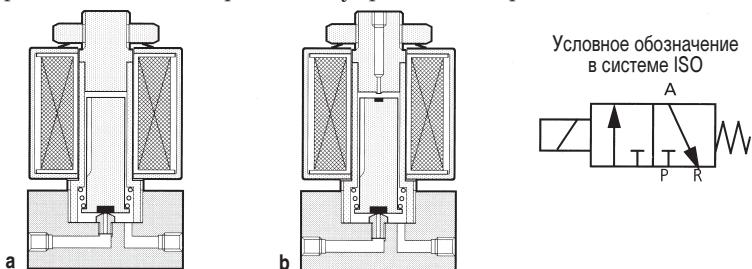


Рис. 7.18. а) 2/2, б) 3/2. - клапанный распределитель с прямым электромагнитным управлением и пружинным возвратом

В небольших электропневматических распределителях стальной якорь перемещается внутри втулки, герметично изолированной от внешней среды. На якоре закреплен диск из эластичного материала (рис. 7.18-а). При подаче электропитания на обмотку, якорь поднимается с седла за счет магнитных сил.

3/2-распределитель имеет седло также и в верхней части, а на верхнем конце якоря закреплен диск из эластичного материала (рис.7.18-б).

Электропневматические 5/2-распределители с прямым управлением переключаются под воздействием усилия, создаваемого магнитным полем электромагнита (рис.7.19). Для исключения трения может применяться только распределитель с притертными цилиндрическим золотником и гильзой без использования эластичных уплотнений.

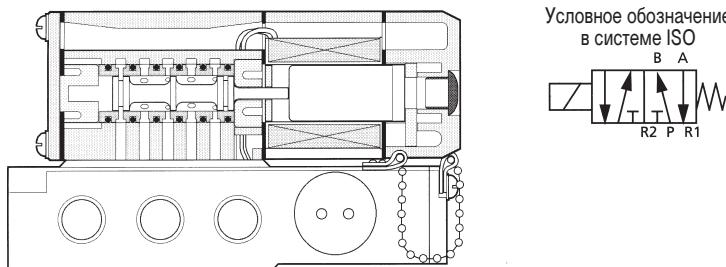


Рис. 7.19. 5/2-распределитель с прямым электромагнитным управлением и пружинным возвратом

Небольшие 3/2 распределители с прямым электроуправлением используются в качестве пилотных клапанов на распределителях с непрямым управлением (рис.7.20). Это позволяет обеспечить высокую пропускную способность распределителя при минимальных показателях массы, габаритов и энергопотребления.

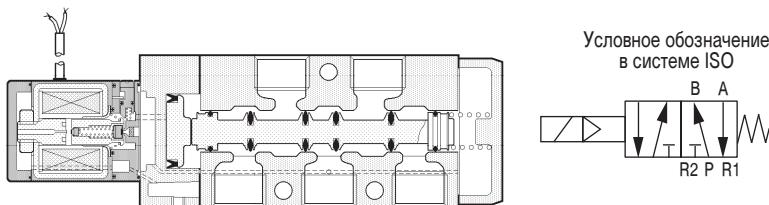


Рис. 7.20. Моностабильный электропневматический 5/2-распределитель, оснащенный золотником с эластичным уплотнением

В 5/3-распределителе имеется третье (среднее) положение, в которое он возвращается при помощи пружин в случае отключения питания обоих электромагнитов (рис.7.21).

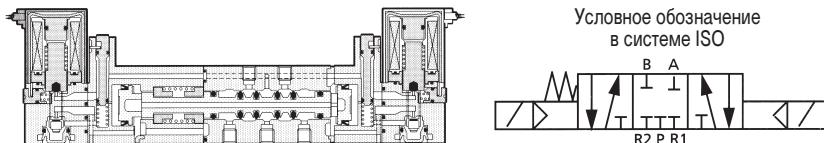


Рис. 7.21. Электромагнитный 5/3-распределитель с непрямым управлением, имеющий среднее положение и пружинное центрирование

Концентрированную информацию о классификации пневмораспределителей можно найти в Приложении 2.

## МОНТАЖ ПНЕВМОРASПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ

### ПНЕВМОРASПРЕДЕЛИТЕЛИ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО МОНТАЖА

Наиболее распространенным способом подсоединения трубопроводов к пневмораспределителю является вворачивание их соединений (фитингов) непосредственно в резьбовые отверстия в корпусе распределителя. Такие распределители называются распределителями самостоятельного монтажа. Для этого способа требуется по одному фитингу на каждое выходное отверстие, отверстия питания и управления и по одному глушителю на каждое выхлопное отверстие. Все описанные выше распределители являются распределителями самостоятельного монтажа, исключая пневмораспределитель, показанный на рис. 7.19, который монтируется на переходной монтажной плате.

### ГРУППОВОЙ МОНТАЖ

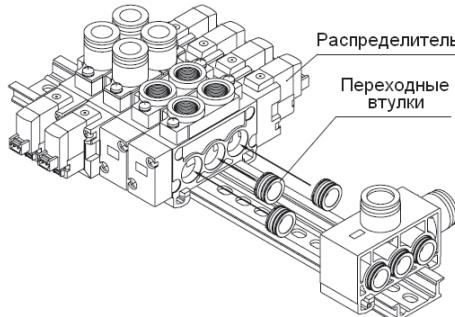
В современном технологическом оборудовании число совместно работающих пневматических исполнительных механизмов (цилиндров, поворотных приводов, захватов и др.) может исчисляться десятками единиц. При этом множество пневмораспределителей оказывается сконцентрированным в ограниченном пространстве. В таких случаях применяется групповой монтаж распределителей в блоки. Это снижает затраты ресурсов на проведение пуско-наладочных и ремонтных работ, облегчает сопряжение с электронной системой управления (например, включение в промышленную сеть), сокращает общую протяженность пневмолиний и электрических кабелей. По мере усложнения пневмосистем преимущества группового монтажа становятся все более существенными, поэтому блоки распределителей являются неотъемлемым атрибутом современной пневмоавтоматики.

Можно выделить три основных типа группового монтажа пневмораспределителей:

1. Модульный,
2. Блочный,
3. Комбинированный (блочно-модульный).

### *МОДУЛЬНЫЙ МОНТАЖ*

При модульном монтаже общие каналы подачи сжатого воздуха и выхлопа формируются путем соединения стыковочных поверхностей элементов, а их удержание в блоке осуществляется либо с помощью общего несущего элемента, роль которого выполняет DIN-рейка (рис.7.22), либо с помощью индивидуальных замков на каждом модуле (рис.7.23).



*Рис.7.22. Модульный монтаж пневмораспределителей на DIN-рейке*



*Рис.7.23. Модульный монтаж пневмораспределителей с помощью индивидуальных замков*

Как правило, модульный блок объединяет распределители одного типоразмера. Вместе с тем существуют модульные конструкции с унифицированнойстыковочной поверхностью, позволяющие собирать в единый блок распределители разных типоразмеров.

Важным преимуществом модульного монтажа является возможность изменения размера блока путем установки или изъятия модулей. Эта операция достаточно проста, хотя и требует частичного демонтажа блока.

### БЛОЧНЫЙ МОНТАЖ

При блочном монтаже распределители устанавливаются на общем несущем элементе блока — многоместной плате, что позволяет заменять отдельные распределители без демонтажа других элементов. Блочный способ монтажа может применяться и к распределителям индивидуального монтажа, у которых три присоединительных отверстия (1, 3 и 5) выведены на нижнюю плоскость корпуса (рис.7.24).

Недостатком блочного монтажа на цельной плате является ограниченная возможность наращивания размера блока. На случай дальнейшего наращивания требуется резервирование мест на плате. При этом временно неиспользуемые отверстия закрываются специальными заглушками.

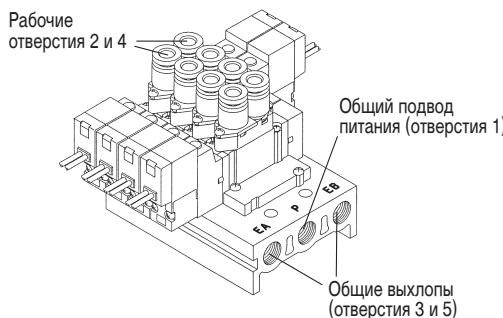
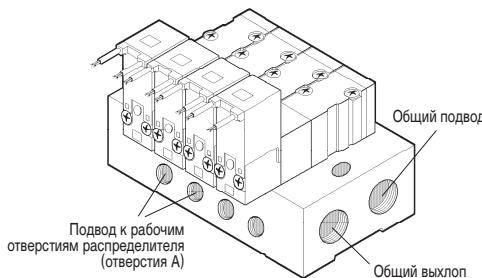


Рис. 7.24. Блочный монтаж пневмораспределителей

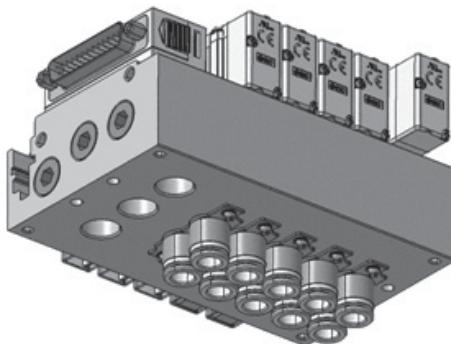
Если для пневмосистемы требуется пять и более распределителей, то рекомендуется подавать сжатый воздух и устанавливать глушители с двух сторон платы.

Блочный тип монтажа открывает возможность размещения всех соединений с пневмолиниями на монтажной плате (рис.7.24).

Во-первых, операция по замене распределителя теперь не требует отсоединения пневмoliniй. Во-вторых, появляется возможность вывода присоединений на любую поверхность монтажной плиты, в том числе на нижнюю (рис.7.25), что дает существенное преимущество при размещении блока в шкафу управления.



*a) Блочный монтаж пневмораспределителей с подводом всех пневмолиний к монтажной плате*



*b) Размещение присоединений на нижней поверхности плиты*

*Рис.7.25.*

### КОМБИНИРОВАННЫЙ МОНТАЖ

Он соединяет преимущества модульного и блочного типов монтажа: плита собирается из отдельных модулей, а распределители устанавливаются на сборной плате (рис.7.26).

При этом текущая замена распределителей так же проста, как при блочном монтаже, а изменение размеров блока выполняется, как при модульном монтаже.

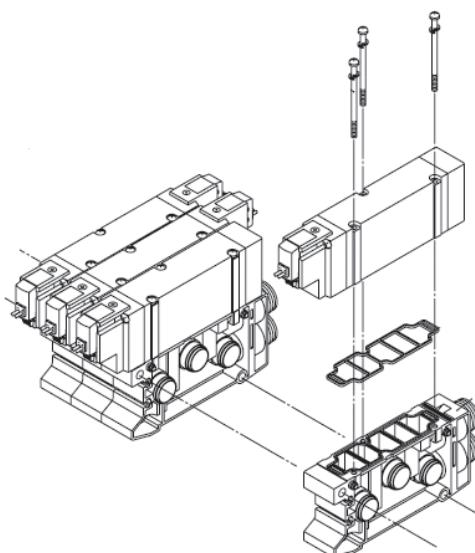


Рис.7.26. Комбинированный (блочно-модульный) монтаж пневмораспределителей

В современных блоках пневмораспределителей модули платы снабжены электрическими разъемами. При сборке платы электрические цепи модулей образуют единую систему, где каждый распределитель подключен к конкретному контакту общего разъема, расположенного на крайнем модуле платы (рис.7.27).

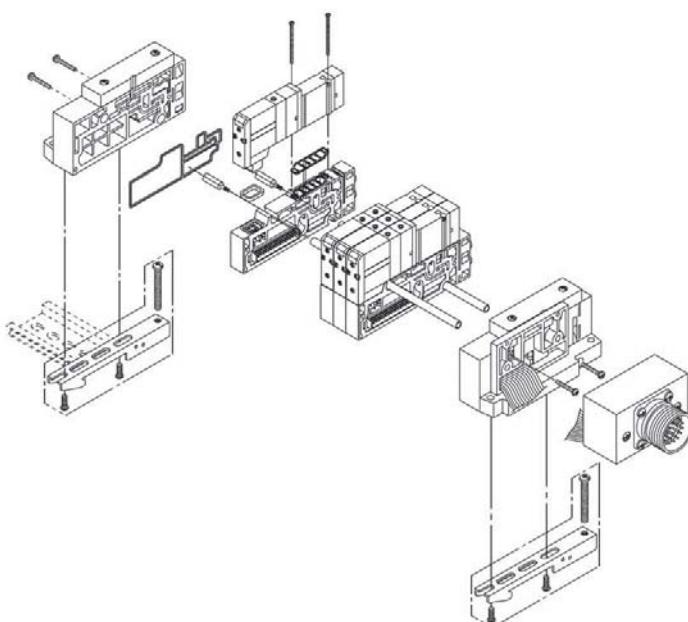


Рис.7.27. Формирование линий электроуправления с помощью электрических разъемов, имеющихся на каждом модуле сборной монтажной платы

Управление распределителями осуществляется через многожильный кабель, соединенный с этим разъемом, либо через промышленную сеть. Для подключения к промышленной сети блок распределителей дополняется интерфейсным модулем. Такой автономный мультиплексный блок получил название «пневмоостров» (рис.7.28).



Рис.7.28. Автономный мультиплексный блок (пневмоостров)

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ

### ПРОПУСКНАЯ СПОСОБНОСТЬ

Размеры присоединительных отверстий не характеризуют пропускную способность распределителя. Выбор пневмораспределителя с нужными параметрами будет зависеть от необходимой величины расхода и допустимого перепада давлений на распределителе.

В документации, предоставляемой производителями, содержатся сведения, характеризующие пропускную способность распределителей. Она обычно выражается величиной так называемого номинального объемного расхода  $Q_n$ , (в литрах атмосферного воздуха в минуту) при давлении на входе 6 бар и давлении на выходе 5 бар, либо через коэффициент  $C_v$  ( $k_v$ ), либо через звуковую проводимость (sonic conductance) С. Для определения расхода при различных давлениях на основании этих данных требуются специальные формулы или диаграммы.

**Коэффициент  $C_v$** , равный 1, соответствует пропускной способности в один галлон воды в минуту при перепаде давления в 1 фунт/кв.дюйм при 60°F (в системе американских единиц).

**Коэффициент  $k_v$** , равный 1, соответствует пропускной способности в один литр воды в минуту при перепаде давления в 1 кгс/см<sup>2</sup> при 20°C.

**Эквивалентное сечение “S”** – это величина, равная площади отверстия в диафрагме, создающего то же самое соотношение между давлением и расходом, что и исследуемый пневмоэлемент. Измеряется в мм<sup>2</sup>.

**Звуковая проводимость “C”** – характеристика пропускной способности, связанная с эквивалентным сечением:  $C=S/5$ .

Для подсчета расхода воздуха при заданных значениях давления с использованием всех трех способов требуются соответствующие формулы, а именно:

$$Q = 400 \cdot C_v \cdot \sqrt{(p_2 + 1.013) \cdot \Delta p} \cdot \sqrt{\frac{273}{273 + \Theta}}$$

$$Q = 27.94 \cdot k_v \cdot \sqrt{(p_2 + 1.013) \cdot \Delta p} \cdot \sqrt{\frac{273}{273 + \Theta}}$$

$$Q = 22.2 \cdot S \cdot \sqrt{(p_2 + 1.013) \cdot \Delta p} \cdot \sqrt{\frac{273}{273 + \Theta}}$$

где:

$C_v$ ,  $k_v$  – коэффициенты, характеризующие пропускную способность,

$S$  – эквивалентное сечение, мм<sup>2</sup>,

$Q$  – величина расхода, норм.л/мин,

$p_2$  – выходное давление, бар,  
 $\Delta p$  – перепад давления, бар,  
 $\Theta$  – температура воздуха, °С.

Для определения пропускной способности преобразуем формулы следующим образом:

$$C_v = \frac{Q}{400 \cdot \sqrt{(p_2 + 1.013) \cdot \Delta p}}$$

$$k_v = \frac{Q}{27.94 \cdot \sqrt{(p_2 + 1.013) \cdot \Delta p}}$$

$$S = \frac{Q}{22.2 \cdot \sqrt{(p_2 + 1.013) \cdot \Delta p}}$$

Задаваясь условиями для определения  $Q_n$  ( $p_2=5$  бар,  $\Delta p=1$  бар), получаем коэффициенты, связывающие  $Q_n$  с  $S$ ,  $C_v$  и  $k_v$ . Соотношения между этими единицами следующие:

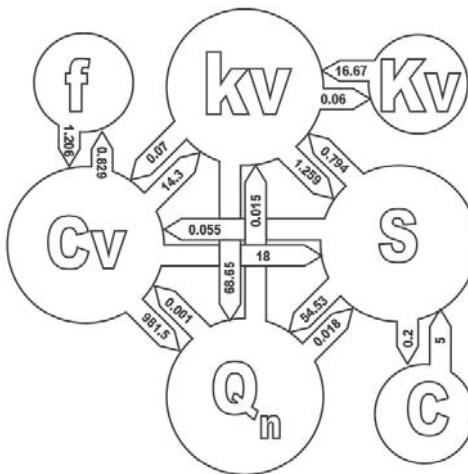


Рис.7.29. Соотношения между единицами измерения пропускной способности

**Примечание:** Приведенные расчеты позволяют определить не просто пропускную способность распределителя, как это было показано выше, но и пропускную способность целого узла, состоящего из распределителя, соединительных трубопроводов и фитингов.

## ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЕ СОЕДИНЕНИЕ ДРОССЕЛЕЙ

Прежде чем определять размеры распределителя и трубопроводов, мы должны посмотреть, каким образом происходит падение давления при протекании сжатого воздуха через ряд дросселирующих отверстий, установленных последовательно друг за другом. Ниже приведена формула для результирующей величины “ $S_{общее}$ ”.

$$S_{общее} = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{S_1^2} + \frac{1}{S_2^2} + \dots + \frac{1}{S_n^2}}}$$

Во избежание лишних вычислений с использованием этих формул, обратимся к эмпирическому правилу. На рис. 7.28 показано соотношение между определенным числом отверстий, установленных последовательно, и результирующим расходом.

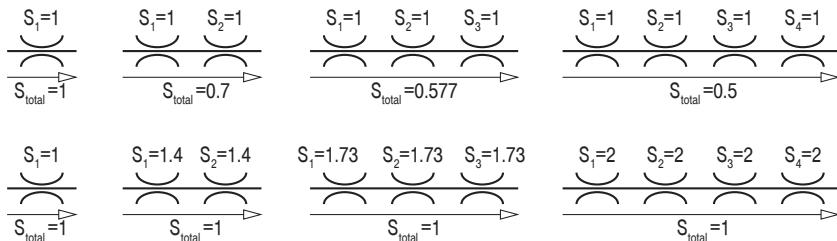


Рис. 7.30. Соотношение между количеством отверстий и результирующим расходом

Возвращаясь к теме обсуждения, мы можем утверждать очевидное: желательно, чтобы последовательное соединение распределителя и соединительного трубопровода со всеми фитингами не меняло требуемой величины пропускной способности. Величину, соответствующую требуемому сечению, следует умножить на коэффициент 1,4, чтобы учсть тепловые потери.

## ПРОПУСКНАЯ СПОСОБНОСТЬ ТРУБОПРОВОДОВ

Остается неизвестной пропускная способность труб и фитингов. Формула для эквивалентного сечения трубы следующая:

$$S = \alpha \cdot \sqrt{d^5 / L}$$

где  $\alpha$  – коэффициент (см. ниже),

$d$  – внутренний диаметр трубы, мм

$L$  – длина трубы, м

$$\alpha = 0,0844 \cdot c_t \cdot d^{0,155},$$

где  $c_t$  — коэффициент трубы, м/Па.

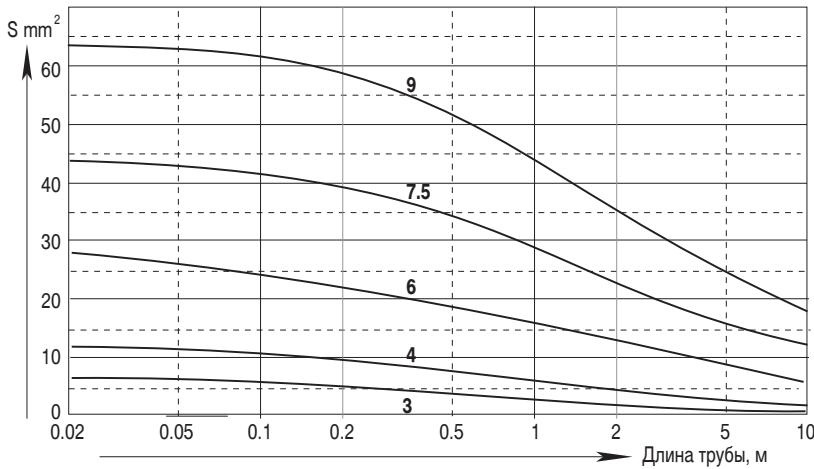
Коэффициент  $c_t$  равен 1,6 для газовых труб и 2,0 для пластмассовых, резиновых и медных труб. Эти две формулы могут быть объединены в одну:

$$S = c_t \cdot 0,0844 \cdot d^{2,655} / \sqrt{L}$$

К сожалению, эта формула неверна для очень коротких труб. Например, в соответствии с ней труба 8x6 мм длиной 0,1 м будет иметь  $S = 65 \text{ mm}^2$ . Это невозможно, поскольку площадь сечения трубы составляет только  $\pi/4 \cdot 62 = 28,26 \text{ mm}^2$ . Поэтому для соответствующей корректировки должна быть применена приведенная выше формула для общего  $S$ .

Всех этих расчетов можно избежать, если определить величину эквивалентного сечения для нейлоновых труб, обычно применяемых в пневматике, воспользовавшись графиком 7.31.

*внутренний диаметр трубок*



*Рис. 7.31. Эквивалентное сечение  $S$  в  $\text{мм}^2$  для труб различного диаметра и длины.*

Эквивалентное сечение для фитингов определяется по каталогам. Общая длина трубы с ее двумя фитингами может быть вычислена по приведенной выше формуле. Для того, чтобы исключить необходимость применения этой формулы и пользоваться ею лишь в крайних случаях, ниже приводится таблица 7.3, в которой можно найти значения

эквивалентного сечения для наиболее часто встречающихся трубных соединений.

Таблица 7.3. Эквивалентное сечение для различных трубных соединений

Диаметр трубы (мм)	Материал	Длина		Фитинги				Суммарно 0,5 м трубы + 2 прямых фитинга	
		1 м	0,5 м	Вставное соединение		Быстроразъемное соединение			
				прямой	колено	прямой	колено		
4x2,5	N,U	1,86	3,87	1,6	1,6	5,6	4,2	1,48 3,18	
6x4	N,U	6,12	7,78	6	6	13,1	11,4	3,72 5,96	
8x5	U	10,65	13,41	11	(9,5)11	18	14,9	6,73 9,23	
8x6	N	16,64	20,28	17	(12)16	26,1	21,6	10,00 13,65	
10x6,5	U	20,19	24,50	35	(24)30	29,5	25	12,70 15,88	
10x7,5	N	28,64	33,38	30	(23)26	41,5	35,2	19,97 22,17	
12x8	U	33,18	39,16	35	(24)30	46,1	39,7	20,92 25,05	
12x9	N	43,79	51,00	45	(27)35	58,3	50,2	29,45 32,06	

В таблице 7.3 указаны значения пропускной способности различных труб и фитингов для соединения по принципу вставного (рис.4.23) или быстроразъемного (рис.4.24). В обоих случаях фитинги и трубы имеют одинаковый внутренний диаметр. Вставные фитинги (рис.4.23) существенно снижают пропускную способность, особенно при малых размерах, поэтому для пневматических систем их применение нежелательно.

### РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ В КОМБИНАЦИИ С ПНЕВМОЦИЛИНДРАМИ

Здесь нам придется еще раз вернуться к вопросу потребления воздуха в цилиндре. Первое – это пиковый расход, который зависит от скорости поршня. Второе – это допустимое падение давления – главный показатель при определении параметров распределителя.

Фактический размер распределителя должен быть намного больше, чем теоретическое значение. Это объясняется тем, что приходится компенсировать величину дополнительного падения давления в

соединительных трубопроводах и фитингах, как уже говорилось выше.

Для того, чтобы облегчить выполнение описанных выше расчетов, можно воспользоваться вспомогательными таблицами. Из таблицы 7.4 можно определить необходимое эквивалентное сечение  $S$  для распределителя, а для подбора необходимых трубных соединений - обратитесь к таблице 7.3. Таблица составлена для входного давления 6 бар и падения давления в 1 бар перед входом в пневматический цилиндр. Кроме того, она учитывает тепловые потери.

*Таблица 7.4. Эквивалентное сечение  $S$  в  $\text{мм}^2$  для распределителя и трубопроводов при рабочем давлении 6 бар и перепаде давления 1 бар (условия для  $Q_n$ )*

Диаметр, мм	Средняя скорость поршня в $\text{мм}/\text{с}$									
	50	100	150	200	250	300	400	500	750	1000
8,10	0,1	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,75	1
12,16	0,12	0,23	0,36	0,46	0,6	0,72	1	1,2	1,8	2,4
20	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,	2	3	4
25	0,35	0,67	1	1,3	1,7	2	2,7	3,4	5	6,7
32	0,55	1,1	1,7	2,2	2,8	3,7	4,4	5,5	8,5	11
40	0,85	1,7	2,6	3,4	4,3	5	6,8	8,5	12,8	17
50	1,4	2,7	4	5,4	6,8	8,1	10,8	13,5	20,3	27
63	2,1	4,2	6,3	8,4	10,5	12,6	16,8	21	31,5	42
80	3,4	6,8	10,2	13,6	17	20,4	27,2	34	51	68
100	5,4	10,8	16,2	21,6	27	32,4	43,2	54	81	108
125	8,4	16,8	25,2	33,6	42	50,4	67,2	84	126	168
140	10,6	21,1	31,7	42,2	52,8	62	84,4	106	158	211
160	13,8	27,6	41,4	55,2	69	82,8	110	138	207	276

В затененной части таблицы 7.4 выделены значения, которые, как правило, не обеспечиваются 5/2 распределителями. В таких случаях можно использовать два 3/2 распределителя с высоким расходом.

**Пример 1.** Пневматический цилиндр с диаметром 80 мм и длиной хода 400 мм работает при среднем давлении 6 бар. Максимально допустимое падение давления составляет 1 бар. Если по условиям работы требуется скорость штока цилиндра 500  $\text{мм}/\text{с}$ , каков будет минимальный коэффициент  $C_v$  клапана?

В таблице 7.4 находим эквивалентное сечение  $34 \text{ мм}^2$ . Для того чтобы получить коэффициент  $C_v$ , необходимо разделить эту величину на 18:  $34/18 = 1,89$ .

Для получения требуемой скорости необходимо взять трубу

размером 12x9 мм с быстроразъемным фитингом.

Принятое за основу давление в 6 бар и перепад давления в 1 бар представляют собой вполне стандартный случай (величина  $Q_n$  рассчитывается, исходя из тех же самых предпосылок). Однако на практике встречаются и другие параметры давлений. В этом случае значения из таблицы 7.4 требуют корректировки. На графике 7.32 приведены поправочные коэффициенты (в процентах к цифрам из таблицы 7.4) практически для всех возможных значений входного давления и перепада давлений.

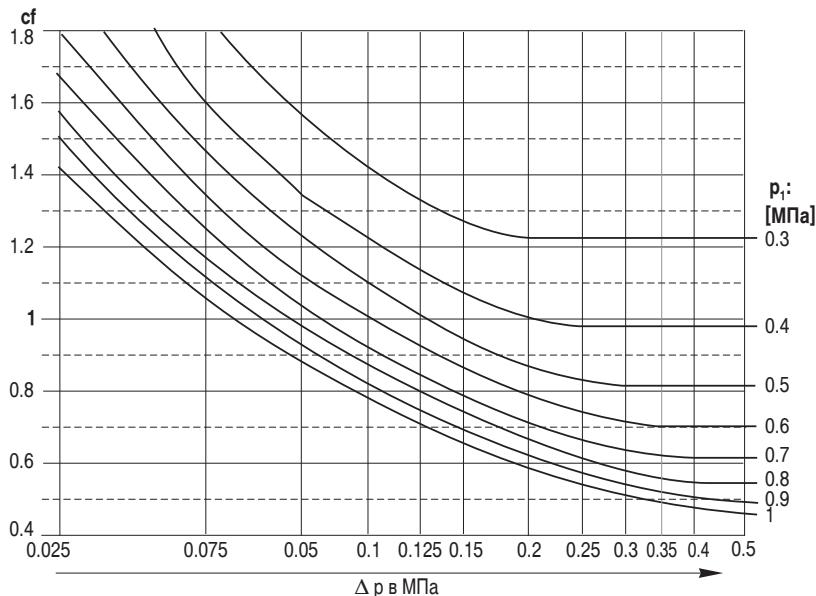


Рис. 7.4. Поправочный коэффициент “ $cf$ ” для значений эквивалентного сечения, приведенных в таблице 7.31, вводимый в случае работы при других величинах давлений.

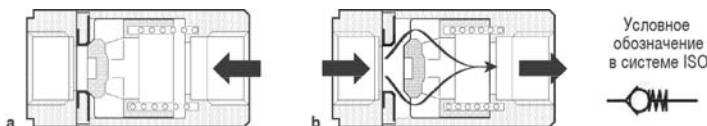
**Пример 2.** Пневматический цилиндр диаметром 50 мм должен работать со скоростью штока 400 мм/с при давлении питания 7 бар и допустимом падении давления до цилиндра на 2,5 бар. Это означает, что цилиндр с такими характеристиками рассчитан на рабочее давление в 4,5 бар.

По таблице 7.4 находим  $S$ , равное 10,8 мм<sup>2</sup>. Эта цифра требует корректировки с учетом входного давления 7 бар и  $\Delta p=2,5$  бар. На графике 7.4 будем двигаться по линии 7 бар справа налево до пересечения с вертикальной линией 2,5 бар  $\Delta p$ . Найдем « $cf$ », который составит 0,66. Таким образом, требуемая величина  $S$  для распределителя и трубного соединения будет равняться  $10,8 \cdot 0,66 =$

7,128 мм<sup>2</sup>. Подберем распределитель данного размера или больше. Кроме того, для рассмотренного случая подойдет трубопровод размером 8х5 или 8х6 мм.

## ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ

### ОБРАТНЫЙ КЛАПАН



7.33. Обратный клапан

Обратные клапаны (рис.7.33) обеспечивают свободную подачу воздуха в одном направлении, а в другом ее перекрывают. Обратные клапаны устанавливаются в регуляторах скорости (дроссель параллельно с обратным клапаном), самоуплотняющихся фитингах и т. п.

### ДРОССЕЛЬ С ОБРАТНЫМ КЛАПАНОМ

Дроссель с обратным клапаном обычно используют как регулятор скорости (в этом случае его так и называют), он состоит из обратного клапана и регулируемого дросселя, заключенных в один корпус.

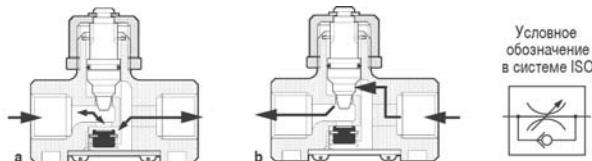


Рис. 7.34. Типовая конструкция дросселя с обратным клапаном

На рис.7.34 показан пример конструкции дросселя с обратным клапаном и указано направление потока воздуха. На рис.7.34-а воздух свободно поступает в цилиндр, а на рис.7.34-б воздух поступает к выхлопному отверстию распределителя через дроссель, при этом величина расхода ограничена.

### ЛОГИЧЕСКИЙ КЛАПАН “ИЛИ” (ЧЕЛНОЧНЫЙ КЛАПАН)

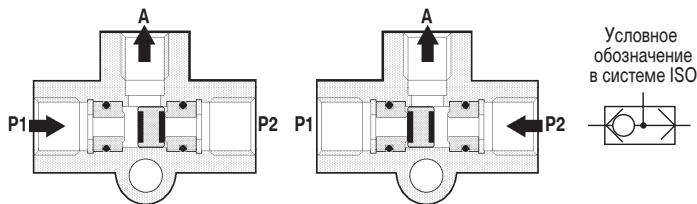


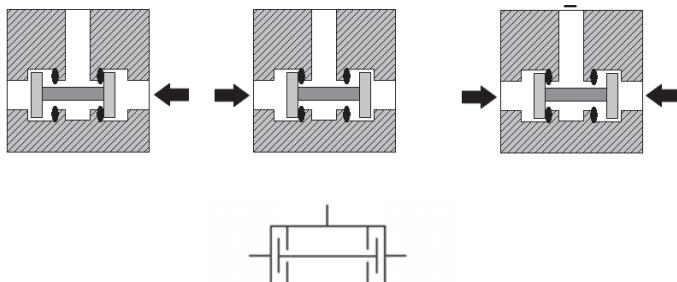
Рис. 7.35. Логический клапан “ИЛИ”

Данное устройство представляет собой клапан с тремя присоединительными отверстиями, два из которых служат входными для давления, а третье является выходным. Выход всегда соединен либо с одним из входов (воздух под давлением подается только с одной стороны) либо с обоими входами (воздух подается с обеих сторон). Если давление подается только на один вход, челночный затвор не допустит, чтобы поток воздуха с давлением прошел через вход на противоположной стороне (рис. 7.35). *Если давление на входах разное, то на выходе будет большее из двух давлений.*

### ЛОГИЧЕСКИЙ КЛАПАН “И”

Данное устройство также представляет собой клапан с тремя присоединительными отверстиями, два из которых служат входными для давления, а третье является выходным.

При подаче давления только с одной стороны, поршень с этой же стороны прижимается к уплотнению (рис. 7.36), не пропуская сжатый воздух на выход. При подаче давления с обоих входов поршни находятся в некотором промежуточном положении, и воздух поступает на выход. *Если давление на входах разное, то на выходе будет меньшее из двух давлений.*



ISO-обозначение

Рис. 7.36. Логический клапан “И”

## КЛАПАН БЫСТРОГО ВЫХЛОПА

Данное устройство обеспечивает возможность получить максимальную скорость движения поршня за счет того, что воздух сбрасывается из пневмоцилиндра непосредственно в атмосферу, минуя трубопровод, распределитель и глушитель (рис.7.37-а). В этом случае не происходит ограничения расхода.

Резиновый диск (рис.7.37-б,с) перекрывает выпускное отверстие в нижней части клапана под действием давления сжатого воздуха, поступающего в цилиндр. Как только пневмораспределитель переключается на ход в обратном направлении, давление в подводящем канале резко упадет (канал соединится со сбросом), и диск поднимется под действием давления в цилиндре (рис.7.37-д). Тем самым перекроется доступ сжатому воздуху в подводящий канал и автоматически откроется широкое выпускное отверстие, через которое выхлоп воздуха будет происходить с большим расходом, а значит быстро.

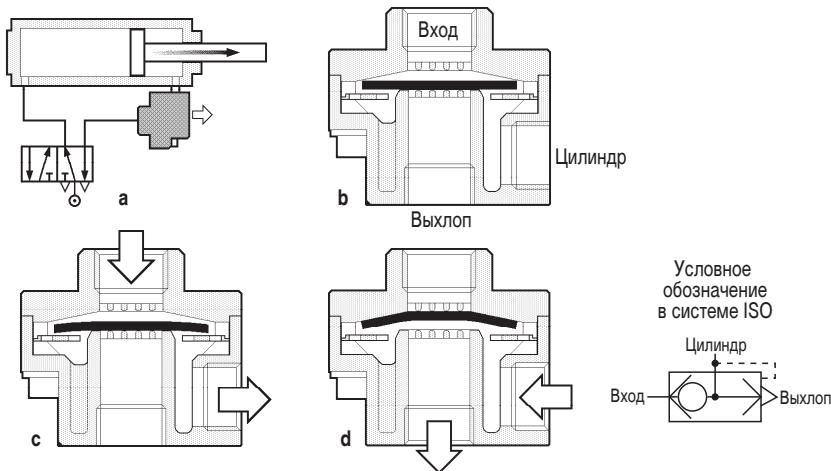


Рис. 7.37. Клапан быстрого выхлопа воздуха

При использовании миниатюрных пневмоцилиндров объем трубопровода, соединяющего распределитель с цилиндром, нередко оказывается таким же или даже больше, чем объем самого цилиндра. В этом случае в трубопроводе будет происходить только изменение давления, но воздух из него никогда не сможет быть выпущен полностью. В результате этого в трубопроводах будет конденсироваться влага, нарушая нормальную работу распределителя. Если более короткую трубку поставить невозможно, то решением проблемы будет установка клапана быстрого выхлопа воздуха.

## **8. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ**

---

Пневматическим приводом управляет распределитель, задача которого состоит в том, чтобы подавать сжатый воздух и сбрасывать его. Такой распределитель называется «управляющим» и на принципиальной пневматической схеме изображается непосредственно под приводом.

*Принципиальные пневматические схемы представляют собой графическое изображение определенной комбинации различных пневмоэлементов, предназначенной для выполнения заданных функций.*

Для управления приводом одностороннего действия применяются 3/2 распределители. При нажатии на кнопку распределитель переключается, и воздух от источника поступает в привод, где, сжимая пружину, заставляет шток цилиндра выдвигаться, а при отпускании пружина распределителя возвращает его в основное положение, и пружина пневмопривода втягивает шток, выталкивая воздух из исполнительного механизма в атмосферу (рис. 8.1-а). Для приводов двухстороннего действия применяются 4/2 или 5/2 распределители (рис. 8.1-б). В этом случае при переключении распределителя сжатый воздух поступает в порт В распределителя и далее в поршневую полость, одновременно с этим воздух из штоковой полости поступает на выход А распределителя и далее через распределитель выходит в атмосферу — шток выдвигается, аналогично при переключении распределителя обратно шток цилиндра втягивается.

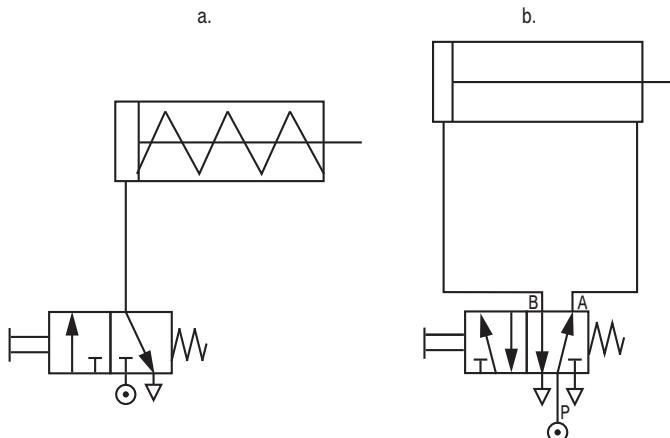


Рис. 8.1. Прямое управление пневмоприводом

Такой вид управления, в котором орган управления (в нашем случае кнопка) находится непосредственно на управляющем распределителе, называется **прямое управление**.

Если взять распределители не с механическим управлением, а с пневматическим или электромагнитным, то орган управления (или систему управления) можно будет расположить на удалении, например, на пульте оператора, т.е. осуществить дистанционное управление. Кроме того, сигналы на выдвижение и втягивание привода можно формировать, внося некоторую «логику». В данном пособии мы не рассматриваем схемы управления распределителями с электромагнитным управлением. Конечно, возможности схем, построенных исключительно на пневматике, уступают в своих возможностях релейно-контактным схемам и тем более ПЛК, но все равно позволяют реализовывать самые разнообразные требования к работе привода.

## УПРАВЛЕНИЕ СКОРОСТЬЮ И ОСТАНОВКА ПРИВОДА

### УПРАВЛЕНИЕ СКОРОСТЬЮ

#### РЕГУЛИРОВКА СКОРОСТИ

Для регулировки скорости исполнительного механизма используют дроссель с обратным клапаном. Регулируемый дроссель позволяет

уменьшать проходное сечение, тем самым затрудняя прохождение потока воздуха, а обратный клапан позволяет регулировать скорость в конкретном направлении.

Единственным способом регулирования скорости движения штока цилиндра одностороннего действия является дросселирование потока сжатого воздуха на входе в цилиндр. Скорость обратного хода, происходящего за счет работы пружины, на практике ограничивается редко (рис 8.2).

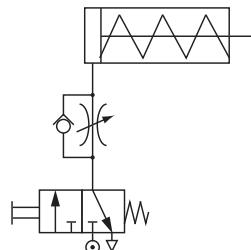


Рис. 8.2. Управление скоростью привода одностороннего действия

У привода двухстороннего действия оба хода (прямой и обратный) могут быть рабочими, но и порта два, поэтому есть 2 варианта регулирования скорости: дросселирование втекающего в привод воздуха (рис 8.3-а) или вытекающего из него (рис 8.3-б).

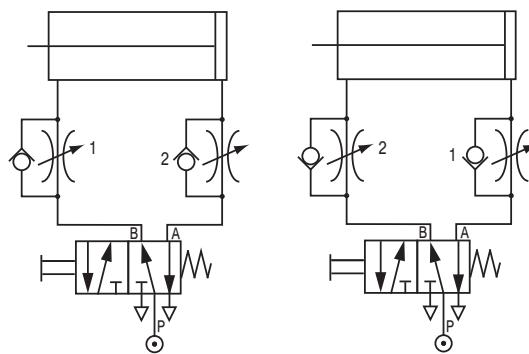


Рис. 8.3. Управление скоростью привода двухстороннего действия.  
Дроссели 1 регулируют скорость втягивания, 2 – выдвижения

В первом случае мы ограничиваем энергию, поступающую в полость цилиндра, что снижает его скорость, однако если в процессе работы нагрузка изменится, то поменяется и скорость привода. Во втором случае создается препятствие выходящему воздуху, поэтому образуется

противодавление, тормозящее привод. Причем, противодавление возрастает с увеличением скорости и ослабевает при уменьшении, т.е. формируется обратная связь по скорости. Кроме того, во втором случае давление в обеих полостях выше, чем в этих же полостях в первом, поэтому привод заметно менее чувствителен к внешним воздействиям.

В любом случае надо стараться расположить дроссели максимально близко к приводу — в этом случае качество регулирования скорости будет наилучшим.

### УВЕЛИЧЕНИЕ СКОРОСТИ

Для увеличения скорости привода используется клапан быстрого выхлопа. Он позволяет сбросить воздух из привода непосредственно в атмосферу и ставится так же, как и дроссель с обратным клапаном при дросселировании на выходе (рис. 7.37.а)

### ПЛАВНЫЙ ПУСК

Плавный пуск может осуществляться с помощью распределителя 5/3 (или 4 /3) с центром под давлением (рис.8.4-а). В среднем положении воздух подается в обе полости привода, и при переключении давление не вырастает скачком, что позволяет избежать рывков при старте. Обратите внимание, что такие распределители можно использовать только с цилиндрами, площади поршня у которых одинаковы с обеих сторон, в противном случае усилие с одной стороны поршня будет больше, и шток выдвинется. Решить эту проблему можно, установив редукционный клапан перед поршневой полостью (рис. .8.4-б)

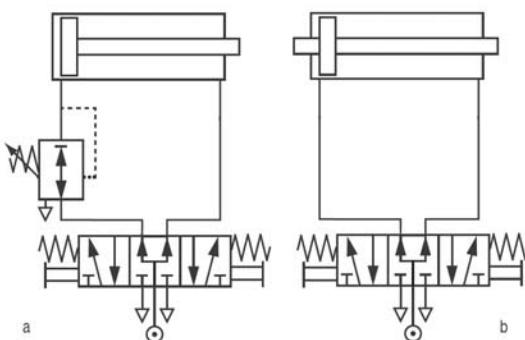


Рис. 8.4. Плавный пуск, обеспечиваемый распределителем с центром под давлением

Еще одним решением может быть установка клапана плавного пуска, специально предназначенного для плавного напуска среды (его схема представлена на рис. 8.5). Этот клапан ставится между управляющим распределителем и исполнительным механизмом. После переключения управляющего распределителя воздух может попасть в привод только через дроссель. После того, как давление под поршнем вырастет, что исключит возможность рывка, открывается основной канал клапана, обеспечивая необходимую пропускную способность.

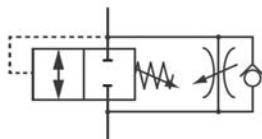


Рис. 8.5. Клапан плавного пуска

### ОСТАНОВКА ПРИВОДА

Остановить привод на середине хода может потребоваться с целью позиционирования (в таком случае нужны специальные устройства) либо для предотвращения аварии, например, в случае снижения или исчезновения давления воздуха.

### РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬ С ЗАКРЫТЫМ ЦЕНТРОМ

Самый простой способ – использовать 5/3 или 4/3 распределитель с закрытым центром. В случае отсутствия управляющих сигналов распределитель находится в центральном положении, в котором обе полости отсечены. Следует помнить, что в силу сжимаемости воздуха, привод не фиксируется жестко (рис. 8.6), а сам распределитель имеет перетечки, т.е. не является герметичным.

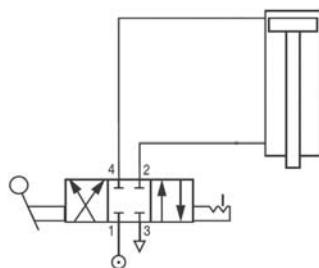


Рис. 8.6. Остановка привода с помощью распределителя с закрытым центром

Данный вариант плох тем, что при исчезновении давления на входе, если распределитель находится не в центральном положении, то шток выдвинется под собственным весом.

### КЛАПАН БЛОКИРОВКИ

Клапан блокировки фактически представляет собой 2/2 распределитель с пневматическим управлением, у которого необходимое для переключения давление регулируется. Давление в порт управления может подаваться, например, от источника. Тогда при наличии давления в системе привод работает в штатном режиме, но в случае падения давления одна или обе линии, соединяющие привод и распределитель обрываются и фиксируют привод аналогично распределителю с закрытым центром.

### ПНЕВМОЗАМКИ (УПРАВЛЯЕМЫЕ ОБРАТНЫЕ КЛАПАНЫ)

Пневмозамки обычно используют в сочетании с 5/3 (4/3) распределителем с открытым центром, как показано на рис. 8.7. При подаче воздуха в один из выходных портов стоящий накрест пневмозамок открывается, выпуская воздух. Но если давления нет в обеих линиях (распределитель стоит в среднем положении, пропали управляющие сигналы или отсутствует давление в системе), то оба пневмозамка закрыты.

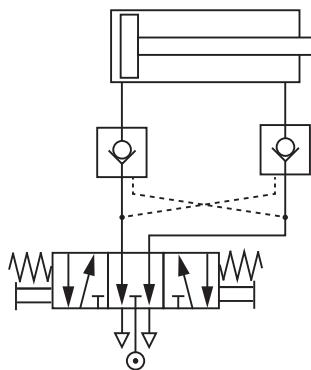


Рис. 8.7. Остановка привода с помощью пневмозамков

### РЕАЛИЗАЦИЯ ЛОГИЧЕСКИХ ФУНКЦИЙ

Даже самые сложные пневматические схемы строятся на базе элементарных функций, число которых ограничено. Мы будем рассматривать только дискретные пневматические системы, т.е. системы,

где управление строится исключительно на наличии (логическая единица) или отсутствии (логический ноль) давления, величина давления везде одинакова.

### УСИЛЕНИЕ ПОТОКА ИЛИ ПОВТОРЕНИЕ

Большой пневматический цилиндр требует большого расхода сжатого воздуха. Для того, чтобы избежать необходимости управлять вручную большим распределителем с достаточно высокой пропускной способностью, можно установить большой распределитель с пневматическим управлением и управлять его работой при помощи еще одного небольшого распределителя с ручным управлением. Такая элементарная функциональная схема называется «усилением потока» (рис. 8.8). Часто эта функция сочетается с дистанционным управлением: большой распределитель находится proximity от пневматического цилиндра, а малый распределитель может быть встроен в панель управления, что облегчает доступ к нему. Такой вид управления называется **непрямым**. На практике почти всегда используется именно непрямое управление.

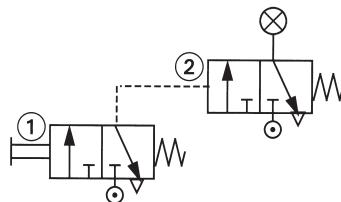


Рис. 8.8. Усиление потока или непрямое управление

### ИНВЕРСИЯ ИЛИ ОТРИЦАНИЕ (ЛОГИЧЕСКАЯ ФУНКЦИЯ «НЕ»)

Инверсия пневматического сигнала осуществляется с помощью нормально открытого распределителя с пневматическим управлением. Например, на рис. 8.9 при воздействии на пневмокнопку 1 в порт управления распределителя 2 поступает пневматический сигнал, и давление на выходе пропадает. А при отпускании — наоборот появляется. Таким образом, можно инвертировать любой пневматический сигнал.

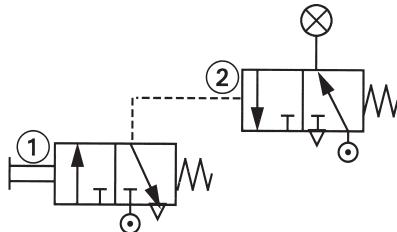


Рис. 8.9 Инверсия пневматического сигнала

**Пример:** Для срабатывания механических стопоров, остановки потока изделий на конвейере, а также в других подобных ситуациях может потребоваться постоянная подача давления в пневматический цилиндр для осуществления его блокировки. Разблокирование осуществляется за счет срабатывания распределителя. В этом случае может быть применен нормально открытый распределитель. Если тот же самый сигнал, который используется для разблокирования, должен запустить еще какое-либо устройство (на рис. 8.10 оно условно обозначено индикатором 3), то должно быть применено инвертирование сигнала. Это осуществляется за счет срабатывания нормально открытого распределителя 2 с пневматическим управлением от нормально закрытого распределителя 1.

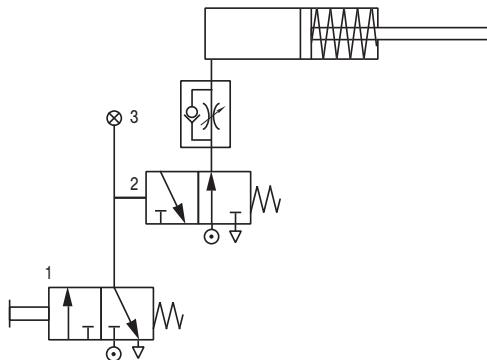


Рис. 8.10. Применение инвертирования сигнала

### ЛОГИЧЕСКАЯ ФУНКЦИЯ «И»

Логическая функция «И» - это функция, в которой для некоторой операции требуется выполнения двух условий одновременно.

**Пример:** Пневматический пресс может работать только в том случае, если будет установлено защитное ограждение и нажата кнопка распределителя с ручным управлением (1). Защитное ограждение устроено таким образом, что, будучи установленным, оно включает распределитель 3/2 с механическим управлением (2).

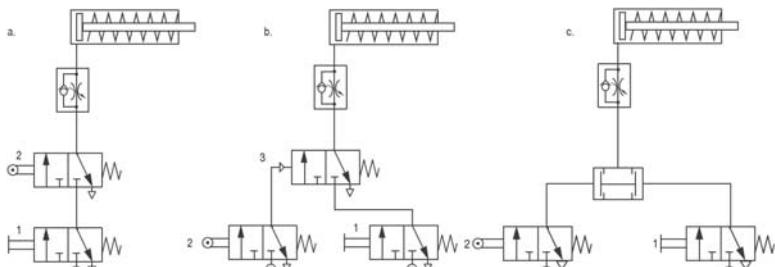


Рис. 8.11. Реализация логической функции «И»

Построить схему для решения этой задачи можно несколькими способами:

- 1) Распределители 1 и 2 можно расположить последовательно (рис. 8.11-а). Таким образом, свободный проход сжатого воздуха осуществляется только в том случае, если включены оба распределителя. Этот способ самый простой, но при этом нет возможности отдельно отслеживать состояние 2 распределителя.
- 2) Логическая функция «И» может быть реализована с помощью 3/2 распределителя с пневматическим управлением (3 на рис. 8.11-б). При этом один из сигналов (1) отвечает за подачу сжатого воздуха, а другой (2) управляет распределителем 3.
- 3) Использовать специальный клапан «И» (рис. 8.11-с).

### ЛОГИЧЕСКАЯ ФУНКЦИЯ «ИЛИ»

Логическая функция «ИЛИ» - это функция, в которой для некоторой операции требуется выполнения хотя бы одного из двух условий.

**Пример:** Пневматический цилиндр или распределитель могут управляться от двух источников: например, вручную или при помощи сигнала от автоматической системы управления.

Если выходные каналы двух распределителей 3/2 соединяются между собой непосредственно через тройник, то сжатый воздух, поступающий от одного из двух клапанов, будет уходить через выпускной канал другого. Для устранения этой проблемы может быть применен логический клапан «ИЛИ», которые иногда называют перекидной клапан или челночный клапан.

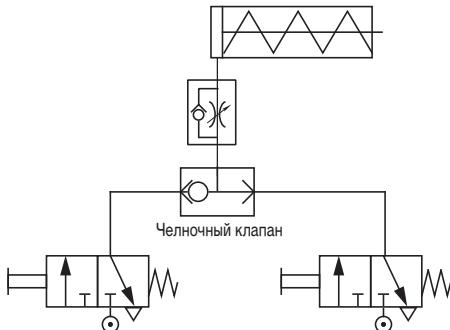


Рис. 8.12. Реализация логической функции «ИЛИ»

### ВРЕМЕННЫЕ ФУНКЦИИ

Функция выдержки времени в пневматике основана на том, что для достижения определенного уровня давления в фиксированном объеме при поступлении в него сжатого воздуха через дроссельное отверстие, требуется определенное время.

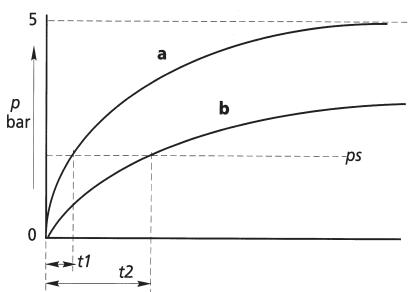


Рис. 8.13. Зависимость давление-время для сжатого воздуха, перетекающего в замкнутый объем через дроссель

Если при определенной величине фиксированного объема и проходном сечении дросселя мы имеем характеристику давление-время, изображенную на рисунке кривой «*a*», то при увеличении

объема или уменьшении проходного сечения дросселя она изменится на характеристику «*b*».

Для характеристики «*a*» выдержка времени, требующаяся для срабатывания распределителя от воздействия включающего давления  $ps$ , будет равняться  $t1$ , а для характеристики «*b*» она возрастет до величины  $t2$ .

На практике находящийся под давлением рабочий объем соединяется с отверстием управления распределителя с пружинным возвратом, а параллельно дросселю ставят обратный клапан. Он обеспечивает беспрепятственное прохождение потока сжатого воздуха в обратном направлении, благодаря чему на возврат в исходное положение затрачивается малое количество времени.

Основные временные функции, используемые в пневматике (рис. 8.14):

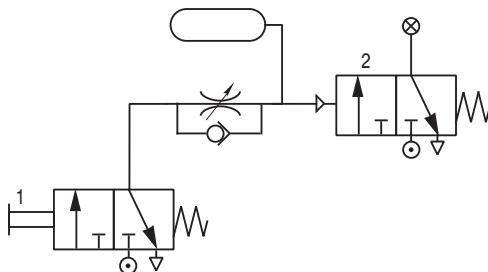
1. Время задержки включения пневматического сигнала ВКЛ
2. Время задержки выключения пневматического сигнала ВЫКЛ
3. Импульс на включение пневматического сигнала ВКЛ
4. Импульс на выключение пневматического сигнала ВЫКЛ



Рис. 8.14. Основные временные функции

### ЗАДЕРЖКА ВКЛЮЧЕНИЯ

На рис. 8.15 показано, каким образом может осуществляться временная задержка пневматического сигнала. Сигнал на выходе «A» распределителя 2 появляется только через определенный варьируемый промежуток времени после воздействия на распределитель 1. Величина этого промежутка устанавливается с помощью дросселя и ресивера.



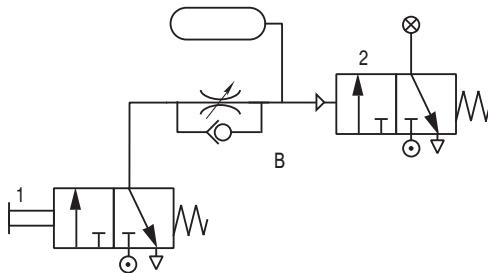
*Рис. 8.15. Задержка включения*

В качестве ресивера может выступать соединительный трубопровод, но в таком случае потребуется очень точная подстройка дросселя.

### ЗАДЕРЖКА ВЫКЛЮЧЕНИЯ

Возврат клапана в исходное положение с задержкой времени осуществляется точно так же, как было описано выше, с той разницей, что вместо ограничения расхода сжатого воздуха на пути в ресивер ограничивается расход, с которым происходит опорожнение ресивера.

Рис. 8.16 иллюстрирует случай с задержкой времени при выключении пневматического сигнала. После срабатывания клапана 1 индикатор загорается сразу, а после отключения клапана он будет продолжать гореть еще в течение какого-то периода времени, величину которого можно регулировать.



*Рис. 8.16. Задержка выключения*

### ИМПУЛЬС НА ВКЛЮЧЕНИЕ

Если сигнал от какого-то распределителя 1 (рис.8.17) проходит через нормально открытый распределитель 2, который этим же сигналом

и управляемся, на выходе последнего не появляется никакого давления. Если же управление будет осуществляться с выдержкой времени, сжатый воздух может поступать на выход распределителя 2 до тех пор, пока по истечении времени выдержки распределитель 2 не включится. В результате на выходе нормально открытого распределителя генерируется импульс давления, длительность которого можно регулировать.

На рисунке 8.17 показан случай, когда импульс на выходе нормально открытого распределителя 2 появляется при включении распределителя 1.

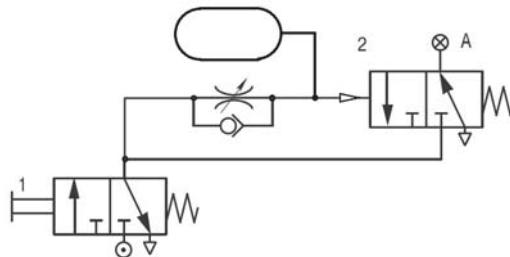


Рис. 8.17. Импульс на включение

### ИМПУЛЬС НА ВЫКЛЮЧЕНИЕ

Если требуется, чтобы импульс давления появлялся уже после того, как исходный сигнал будет снят, давление, создающее этот импульс, должно подаваться от другого источника. Данный метод заключается в том, чтобы обеспечить одновременное включение нормально открытого 3/2 распределителя 3 (рис. 8.18) и подачу сжатого воздуха в ресивер 2, используя исходный сигнал.

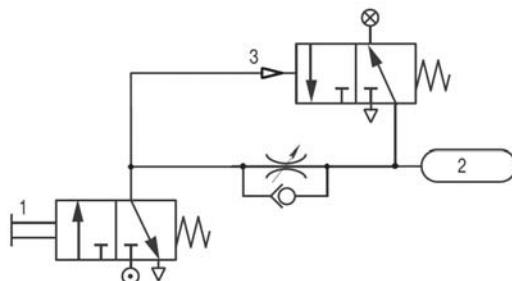


Рис. 8.18. Импульс на выключение

Как только воздействие на распределитель 1 прекратится, распределитель 3 переключится в свое основное положение, в котором его отверстие питания оказывается соединенным с ресивером. Давление в ресивере снизится по прошествии определенного периода времени, величина которого может регулироваться с помощью дросселя.

### ФУНКЦИЯ ПАМЯТИ (УПРАВЛЕНИЕ КРАТКОВРЕМЕННЫМ НАЖАТИЕМ)

Требование, предъявляемое к данной функции, заключается в том, чтобы зафиксировать текущее рабочее состояние распределителя, подав на него кратковременный (импульсный) пневматический сигнал. Это состояние должно сохраняться до тех пор, пока другой кратковременный сигнал его не отменит.

Функция памяти в пневматике может быть реализована с помощью бистабильного 5/2 или 4/2 распределителя. Фактически он представляет собой пневматический RS-триггер, в котором порты управления — R и S входы, а выходные порты распределителя — прямой и инверсный выходы.

На рис. 8.19 красный индикатор включен, если распределитель 2 включался последним, а зеленый индикатор — если последним включался распределитель 1.

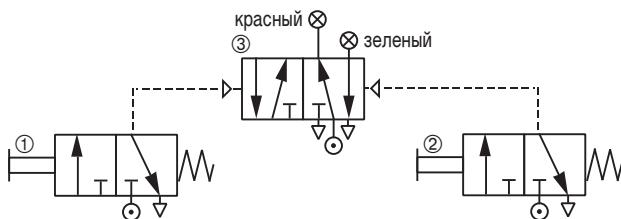
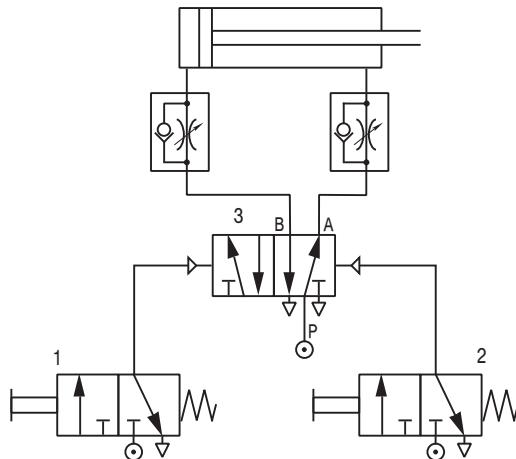


Рис. 8.19. Реализация функции памяти (пневмотриггер)

Эта функция очень часто используется для управления приводом двухстороннего действия в случае, когда пневматический цилиндр должен фиксироваться в конечном положении даже после исчезновения управляющего сигнала. Бистабильный распределитель находится в требуемом положении до тех пор, пока он не будет переключен управляющим сигналом.

На рис. 8.20 представлена схема управления приводом с помощью кратковременных нажатий. При нажатии на пневмокнопку 1

распределитель 3 переключится, и шток цилиндра начнет выдвигаться, дойдет до крайнего положения и будет оставаться в нем, пока не будет нажата кнопка 2.



*Рис. 8.20. Управление приводом с помощью кратковременного нажатия*

Распределитель 3 будет переключаться только в том случае, когда будет нажата кнопка одного из распределителей с ручным управлением. Если подать давление одновременно в оба канала управления распределителя 3, его золотник останется в исходном положении, поскольку одновременная подача одного и того же давления на площади одной и той же величины с противоположных сторон не приведет ни к какому результату. В применении к пневматическим схемам такая ситуация известна как «наложение команд». Это свойство можно использовать для того, чтобы узнать, какой из сигналов появился раньше (первый сигнал сможет переключить распределитель, а второй ничего не изменит). Однако такая ситуация недопустима при использовании распределителей с прямым электромагнитным управлением, т.к. в этом случае есть опасность перегрева катушки распределителя и ее возгорания.

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕКУЩЕГО ПОЛОЖЕНИЯ ЦИЛИНДРОВ

##### АВТОМАТИЧЕСКИЙ ВОЗВРАТ

Распределитель 2, изображенный на рис.8.20, может быть заменен распределителем с управлением от роликового рычага

(путевым выключателем), включающимся в момент, совпадающий с моментом окончания хода поршня цилиндра. В этом случае цилиндр самостоятельно переключает распределитель 3 (рис.8.21) и, таким образом, автоматически возвращается в исходное положение.

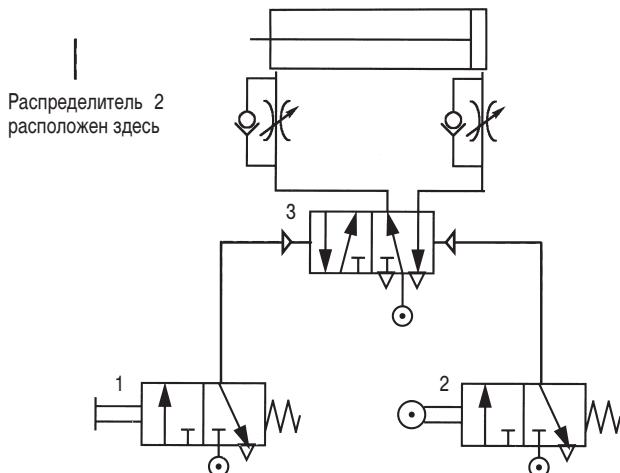


Рис. 8.21. Полуавтоматический возврат цилиндра

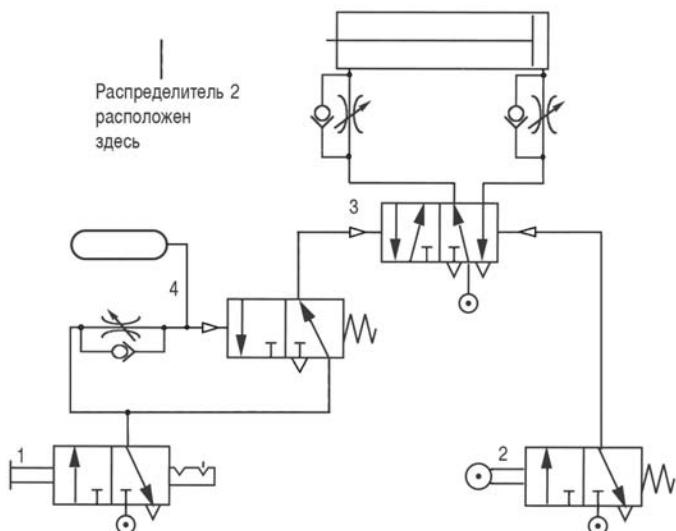


Рис. 8.22. Автоматический возврат цилиндра даже при наличии исходного управляющего воздействия

Проблема возникает, если кнопка распределителя 1 все еще не будет отпущена в момент, когда поршень цилиндра дойдет до конца своего хода. В этом случае возврата не происходит. Распределитель 2 не в состоянии переключить распределитель 3 до тех пор, пока действует противоположный сигнал от распределителя 1. *Бистабильный распределитель может быть включен при помощи управляющего давления только после того, как будет снят сигнал с противоположного управляющего входа.*

Если требуется, чтобы цилиндр после достижения конца хода обязательно возвращался в исходное положение, то простым решением этой проблемы будет преобразование сигнала от клапана с ручным управлением в импульс (рис.8.22). Оно представляет собой сочетание двух элементарных функций, показанных на рис.8.17 и 8.20.

### ПОВТОРЯЮЩИЕСЯ ХОДЫ

Поршень цилиндра совершает возвратно-поступательные перемещения благодаря получению сигналов о завершении хода в том или ином направлении при помощи путевых выключателей, которые используются для переключения главного распределителя 3 (рис.8.23) в требуемое положение.

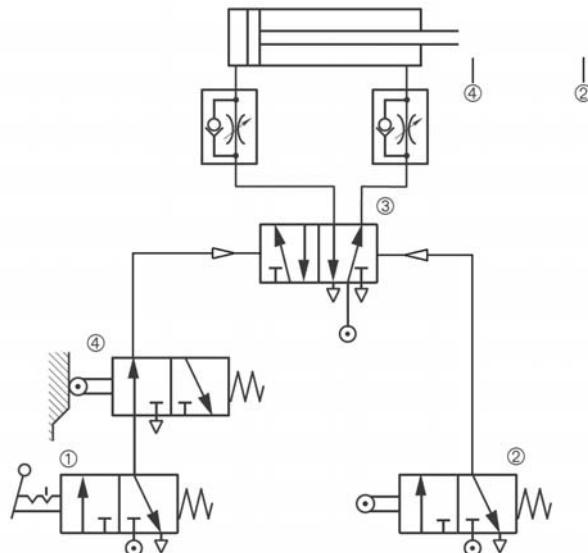


Рис. 8.23. Ходы повторяются, пока включен распределитель (1)

Для того чтобы прекратить движение, необходимо применить функцию «И», схема реализации которой показана на рис. 8.11. Если бистабильный распределитель с ручным управлением соединен последовательно с путевым выключателем, цилиндр прервет отработку цикла, как только переключатель 1 будет выключен. Однако, как и в случае, описанном ранее, цилиндр всегда будет возвращаться в исходную позицию, при которой его шток втянут.

## УПРАВЛЕНИЕ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬЮ ОПЕРАЦИЙ

### КАК ОПИСАТЬ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ

Несколько приведенных ниже правил помогают описать цикл рабочих перемещений очень кратко, но точно.

### ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ТЕРМИНЫ И ОБОЗНАЧЕНИЯ

Каждый исполнительный механизм обозначается заглавной буквой латинского алфавита.

Втянутое положение штока исполнительного механизма, называется «нулевым положением». Противоположное положение называется положением «1».

Пневматические сигналы на включение управляющего пневмораспределителя называются командами. Этот термин принят для того, чтобы отличить эти сигналы от прочих сигналов, например, нажатия роликового рычага на распределителе с механическим управлением (путевом выключателе). Команда на перемещение цилиндра из положения «0» в положение «1» называется «положительной» командой. Для цилиндра «A», ее обозначают просто «A+». Соответственно команда на возврат цилиндра A будет обозначаться «A-».

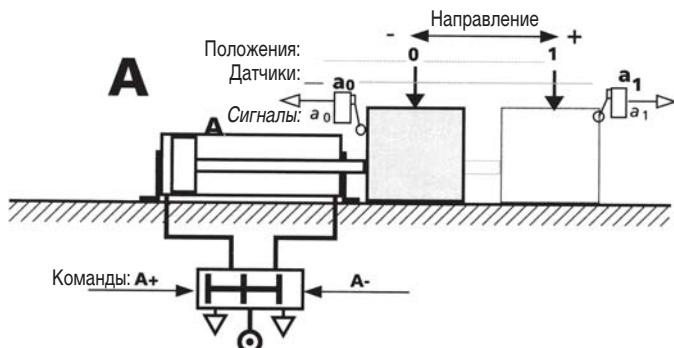


Рис. 8.24. Функциональный элемент со всеми кодовыми обозначениями

Поскольку исходное положение цилиндра называется «нулем», логично будет путевой выключатель (или используемый вместо него пневматический или электрический датчик), который распознает исходное положение цилиндра «А», обозначить «а0». Противоположное положение в этом случае будет называться «а1». Для большей наглядности сигналы всегда кодируются строчными буквами.

Для простоты восприятия на рис.8.24 все эти коды воспроизведены в составе схематичной структуры. Подобная структура называется «функциональным элементом», поскольку она обеспечивает все необходимое для работы машины и управления ею.

### ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ ОПЕРАЦИЙ ПРИ РАБОТЕ ДВУХ ЦИЛИНДРОВ

С помощью кодов мы можем записать последовательность выполнения рабочих операций для двух цилиндров в виде последовательности команд, например:

**A+, B+, A-, B-**

Теперь ясно, как должна выглядеть последовательность выполнения операций.

В свою очередь возникает вопрос: откуда поступают эти команды. Ответ очевиден: от распределителей с роликовыми рычагами (путевых выключателей), которые фиксируют конец хода в обоих направлениях. Их также следует закодировать, причем так, чтобы коды говорили сами за себя.

Далее, очевидно, что завершение исполнения команды (A+, B+) всегда будет сопровождаться сигналом от путевого выключателя, обозначенного той же самой буквой с индексом 1: «а1», «б1»; для команды А- это будет а0 и т. д.

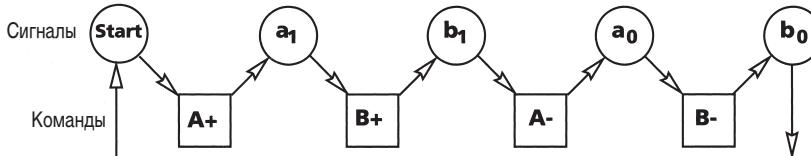
Пользуясь этими кодами, мы можем записать упомянутую выше последовательность операций следующим образом:

**A+ → a1 → B+ → b1 → A- → a0 → B- → b0**

Кроме того, нам нужен распределитель с ручным управлением для включения и выключения последовательности операций. Этот распределитель «пуск/остановка» (стартовая кнопка) включается последовательно в цепочку перед первой командой А+. В случае, если последовательность операций должна быть продолжена, стартовая кнопка должна оставаться включенной. Но если ее выключить на середине цикла, последовательность операций будет продолжать выполняться до тех пор, пока все рабочие перемещения не будут отработаны, и цикл не завершится возвратом исполнительных механизмов в исходное положение. Это означает, что будет выдан последний сигнал б0. Однако пройти через стартовую кнопку (обозначаемую кодом «st») он не сможет.

Это еще один вариант использования элементарной функции «И», показанной на рис. 8.11а. Для команды А+ необходимы оба сигнала: b0 и «st». В булевой алгебре логическая функция «И» записывается как умножение: «st».

Такую схему можно назвать «замкнутым контуром». Последовательность сигналов и команд выглядит следующим образом:



Та же самая последовательность операций, что и в блок-схеме, приведенной выше, показана на рис. 8.25 в виде пневматической схемы, изображенной с помощью условных символов, принятых в системе ISO. Поскольку путевые выключатели у нас уже закодированы в соответствии с их положениями, нет необходимости вычерчивать схему в виде плана, на котором они были бы «топографически» точно показаны рядом с пневматическими цилиндрами или помечены номерами, как это было сделано например, на рисунке 8.23.

Согласно стандарту, все цилиндры изображаются в самом верху схемы, непосредственно под ними — их управляющие распределители, а еще ниже — элементы управления, к которым относятся путевые выключатели, кнопки, логические клапаны и прочие элементы, которые могут располагаться в несколько ярусов. В более сложных схемах на уровне между управляющими распределителями и путевыми выключателями может быть предусмотрен ряд дополнительных пневматических элементов (например, стартовая кнопка «st» на рис. 8.25).

### ЕДИНИЧНЫЙ ЦИКЛ/ПОВТОРЯЮЩИЙСЯ ЦИКЛ

Выбор требуемого режима работы системы осуществляется путем использования соответствующего типа стартовой кнопки. Если она представляет собой моностабильный распределитель, то при воздействии на нее будет отработан один цикл. В случае использования бистабильного распределителя цикл будет повторяться непрерывно до тех пор, пока распределитель не вернется в исходное положение. Независимо от того, в какой момент это произойдет, схема всегда отработает цикл до конца, после чего ее работа прекратится.

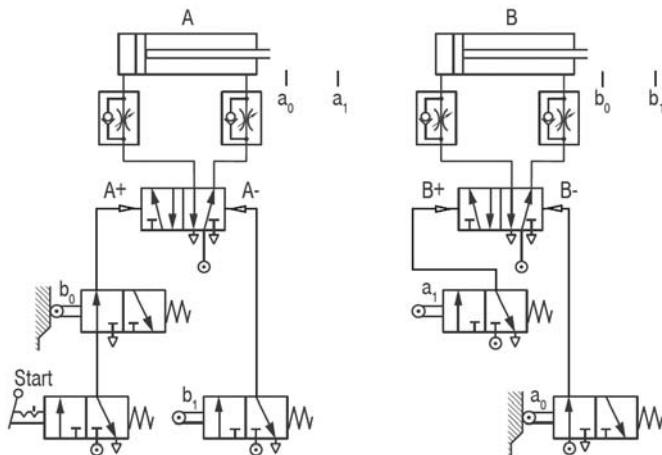


Рис. 8.25. Пневматическая схема для последовательности  $A+$ ,  $B+$ ,  $A-$ ,  $B-$

## РАЗНОНАПРАВЛЕННЫЕ КОМАНДЫ

### ВОЗДЕЙСТВИЕ ЧЕРЕЗ ИМПУЛЬС

*Технологический зажим деталей: регулирование давления*

Для зажима деталей часто применяются короткоходовые цилиндры одностороннего действия. Такие системы обычно имеют встроенные электрические датчики положения, однако это не снимает вопроса обеспечения безопасности. Достаточно ли надежно закреплена деталь, предназначенная для механической обработки, чтобы выдерживать усилия, прилагаемые к ней в процессе этой обработки? Единственное надежным подтверждением этого является сигнал, свидетельствующий, что величина давления на поршень зажимного цилиндра достаточна. Такой сигнал можно получить при помощи клапана последовательности давлений (это клапан, предназначенный для пуска потока рабочей среды при достижении в нем заданного значения давления). Он дает возможность оператору отрегулировать минимальное давление, достаточное для надежного зажима детали.

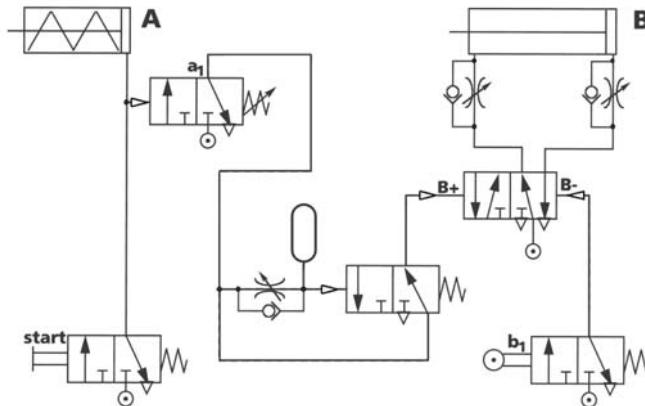


Рис. 8.26. Схема для зажима и обработки деталей, единичный цикл

Давление, которое регистрирует чувствительный элемент данного клапана, — это давление в пневматическом цилиндре зажимного устройства. Поэтому его управляющий вход должен через тройник подсоединяться к полости цилиндра, а его выходной сигнал будет сигналом для начала механической обработки (цилиндр «В» на рис.8.26). Пневматический цилиндр должен возвратиться в исходное положение сразу по окончании операции, т.е. после завершения рабочего хода, информацию о чем должен выдать путевой выключатель «*b*<sub>1</sub>».

Здесь возникает одна сложность: цилиндр «В» не может возвратиться назад до тех пор, пока в цилиндре «А» зажимного устройства находится сжатый воздух. С другой стороны, цилинду «А» нельзя возвращаться и ослаблять тем самым зажим детали, прежде чем устройство, выполняющее механическую обработку (цилиндр «В»), не будет отведено в исходную позицию. Для решения этой проблемы мы снова можем использовать основную схему из рис.8.17 для преобразования постоянно действующего сигнала от клапана последовательности давлений в импульс.

Цикл запускается вручную. На практике это выглядит следующим образом: оператор должен установить обрабатываемую деталь и затем удерживать кнопку в нажатом положении до тех пор, пока работа не будет закончена. Для получения большей ясности — см. рис. 8.26.

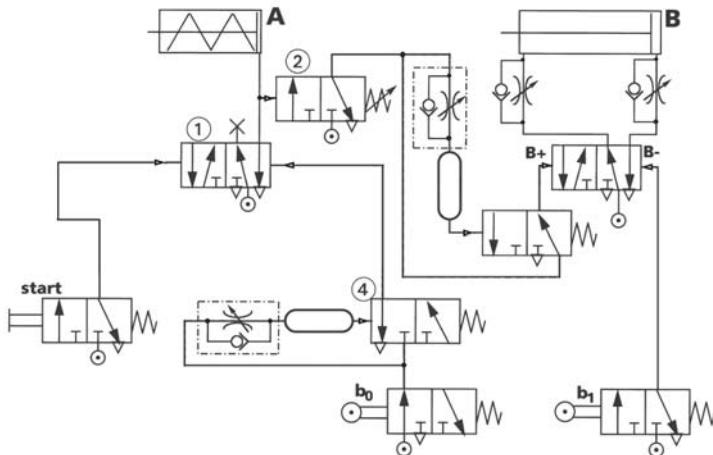


Рис. 8.27. Зажим и механообработка детали с дополнительной фиксацией

Однако в такой схеме есть один недостаток: если оператор отпустит кнопку после того, как будет запущен процесс механической обработки, зажим раскроется. Этого допускать нельзя. Решением проблемы может стать «запоминание» сигнала ручного пуска при помощи схемы, приведенной на рис. 8.20. Здесь в качестве распределителя 1 мы использовали путевой выключатель « $b_0$ ». Однако этот распределитель срабатывает лишь в исходном положении цилиндра, когда операция завершена, и цилиндр «B» вернулся. Это означает, что в данном случае имеется еще одна встречная команда, от которой мы должны избавиться, путем преобразования ее в импульс. В итоге мы получим схему, изображенную на рис.8.27.

### ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕ ШИН

Следует признать, что описанный только что на практическом примере способ, с помощью которого устраняется проблема разнонаправленных команд, является не самым лучшим.

Более правильным решением было бы устранение наложения сигналов, но не посредством различных ухищрений, основанных на выдержке времени, а за счет переключения дополнительного бистабильного распределителя (селектора) с пневмоуправлением (рис. 8.28). Сложность заключается в том, как узнать, где именно такой селектор должен располагаться, как он должен включаться-выключаться, и как должно быть реализовано его подсоединение.

Для составления пневматических схем с использованием селектора существует простая процедура, именуемая «*методом разбиения на группы*». Рабочий цикл разделяется на две или более группы.

В наших последующих рассуждениях будем исходить из того, что мы имеем дело только с двумя группами. К каждой из них подведен свой трубопровод подачи сжатого воздуха от селектора.

Разделение на группы, например, для цикла “A+, B+, B-, A-” выполняется следующим образом.

Глядя на последовательность команд слева направо, мы можем разбить эти команды на группы, руководствуясь правилом, согласно которому в каждой группе допускается только одна команда для любого цилиндра со знаком либо +, либо -, например:

$$\begin{array}{ll} |A+, B+| & |B-, A-| \\ \text{группа I} & \text{группа II} \end{array}$$

Тот же самый принцип остается в силе и для более длинных циклов, которые можно разбить на три или более групп. Не обязательно, чтобы отработка цикла начиналась с новой группы. Окончание цикла может приходиться на середину группы. Стартовая кнопка просто включается в линию последовательно на уровне первой команды цикла. Иногда приходится предпринять несколько попыток, прежде чем будет определено минимально необходимое число групп.

Дальнейшие правила приведены в следующей блок-схеме.



Рис. 8.28. Блок-схема переключения шин

- 1 – Первый управляющий распределитель, который должен быть включен в группе I
- 2 – Все путевые выключатели в группе I, кроме последнего.
- 3 – Все команды, подаваемые на управляющие распределители группы I, с питанием от шины группы I.
- 4 – Путевой выключатель, регистрирующий конец последнего хода в группе I, переключает селектор. Из шины группы I сбрасывается воздух, а в шину группы II подается давление.
- 5 – Первый управляющий распределитель, который

должен быть включен в группе II.

- 6 – Все путевые выключатели в группе II, за исключением последнего.
- 7 – Все команды, подаваемые на управляющие распределители группы II, с питанием от шины группы II.
- 8 – Путевой выключатель, регистрирующий конец последнего хода в группе II, переключает селектор в первоначальное положение.

Теперь отдельные рабочие шаги пневматической системы будут совсем несложными. Стартовая кнопка всегда включена последовательно в линию на уровне первой команды цикла. В приведенном выше примере конец цикла совпадает с концом группы. Это не всегда так и, как было отмечено выше, не является обязательным условием.

Продемонстрируем это на примере. Допустим, имеется цикл с последовательностью:

**A+, B+, A-, C+, D+, D-, B-, C-.**

Если мы начнем разбивать ее на группы от начала, то получим каскад из 3 групп:

**|A+, B+| A-, C+, D+| D-, B-, C-|**

Но начало первой группы не обязательно должно совпадать с началом цикла, конец одного цикла и начало следующего могут входить в одну группу. В нашем случае можно заметить, что у нас имеется только 2 группы, поскольку перемещения A+, D-, B-, C- могут быть выполнены в одной группе:

**A+,| B+, A-, C+, D+| D-, B-, C-.**

Селектор будет включаться при помощи a1 и переключаться обратно при помощи d1. Пусковая кнопка будет связана через c0 с командным входом A+.

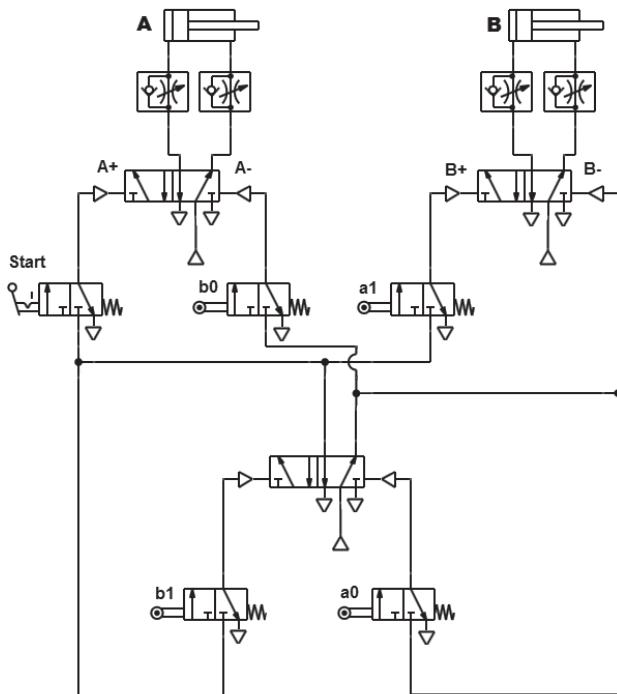


Рис. 8.29. Переключение шин для двух цилиндров

Не забудем, что оба путевых выключателя, закодированные нулевым индексом, должны быть изображены на схеме в рабочем положении, так же, как и на схеме, описывающей последовательность А+, В+, В-, А- (рис. 8.29).

## 9. ВАКУУМНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

---

Вакуумные устройства играют важную роль и широко используются в промышленности. Как правило, они применяются в автоматизированных сборочных системах для перемещения изделий, имеющих размеры в пределах от малых электронных компонентов до стеклянных листов, или для удержания изделий в определенном положении во время выполнения технологических операций.

### НАСОСЫ И ЭЖЕКТОРЫ

Вакуум, вообще, имеет определение как место, в котором нет вещества. Практически этого достичь невозможно, поэтому в терминах пневматической технологии под вакуумом понимают область, давление в которой ниже атмосферного. Данную разность давлений или, как ее еще называют, *разрежение* измеряют в обычных единицах давления (барах, Паскалях и др.). Для измерения абсолютного давления в зоне вакуума нередко применяются Торры (в честь знаменитого итальянского физика Торричели).

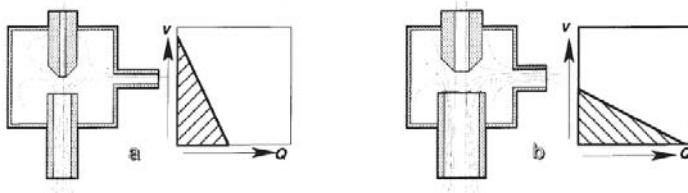
Существует два основных метода получения вакуума: с помощью вакуумного насоса, который откачивает воздух из резервуара и требует привод, приводящий его во вращение, или используя эжектор, который создает вакуум благодаря кинетической энергии струи сжатого воздуха.

Хотя создание разрежения с помощью вакуумного насоса объемного типа относительно дорого, этот способ все же используют для создания глубокого вакуума при работе с большими, тяжелыми изделиями. Но в большинстве случаев вакуум создают при помощи эжекторов, так как этот способ дешевле.

Схема вакуумного эжектора показана на рис.9.1.

Сжатый воздух проходит через сопло эжектора, разгоняясь до высокой скорости. Нередко в эжекторах применяют сопло Лаваля, позволяющее разогнать поток до скорости, в несколько раз превосходящей скорость звука. В высокоскоростном потоке статическое давление воздуха очень низкое, т.к. потенциальная энергия газа, выражаемая давлением, переходит в кинетическую (см. гл.3, раздел «Уравнение Бернулли»). В зоне высокоскоростной струи располагается вакуумный порт эжектора, соединенный с присоской.

В присоске создается разрежение. Через присоску в вакуумный порт подсасывается некоторое количество воздуха из атмосферы, который смешивается с основным потоком. Расход воздуха через присоску не должен разрушать высокоскоростной поток, поэтому он должен быть ограничен. Величина допустимого расхода через присоску является важной характеристикой эжектора. Далее поток, текущий с огромной скоростью при низком давлении, должен быть выброшен в атмосферу. Однако для потока, имеющего давление на уровне сотых долей бара, окружающая среда с ее атмосферным давлением подобна бетонной стене, которую он не в состоянии «пробить». Для выхлопа в атмосферу необходимо поднять статическое давление потока путем торможения, т.е. перевода кинетической энергии в потенциальную. Эта задача решается с помощью выхлопного диффузора, который представляет собой специально профилированный канал, а в простейшем варианте — трубку постоянного сечения.



*Рис.9.1. Способы создания вакуума с помощью эжектора:*

- Получение высокого уровня вакуума*
- Получение высокого уровня расхода*

Как видно из диаграммы (см.рис.9.1), изменяя отношение диаметров сопла и диффузора, можно изменять уровень создаваемого вакуума и расход воздуха через вакуумный порт. Эжекторы с малым диаметром сопла и диффузора дают больший уровень разрежения, но меньший расход (рис.9.1, а). Эжекторы с большим диаметром сопла и диффузора дают больший расход воздуха через вакуумный порт, но меньший уровень вакуума (рис.9.1, б).

Сочетание обоих вариантов использовано при создании многоступенчатых эжекторов, у которых выхлопной диффузор разделен на несколько последовательных секций.

Так, в двухступенчатом эжекторе (рис.9.2) вакуумный порт разделен на две камеры всасывания, первая из которых обеспечивает высокий уровень вакуума, в то время как вторая увеличивает расход удаляемого воздуха. Установив управляющий клапан между двумя камерами всасывания, можно изменять соотношение между уровнем вакуума и расходом удаляемого воздуха.

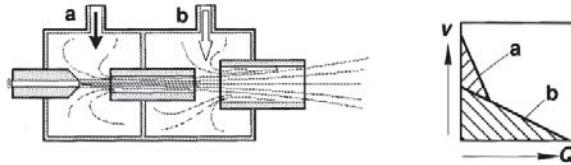


Рис. 9.2. Двухступенчатый вакуумный эжектор:  
а. Порт для получения высокого уровня вакуума  
б. Порт для получения высокого уровня расхода

Кроме того, при достижении нужного уровня вакуума расход удаляемого воздуха может быть минимизирован.

Вакуумные эжекторы нередко выполняются в виде блоков, содержащих встроенные глушители, фильтры, клапаны и переключатели, что делает их простыми в установке и эксплуатации. Компактность и малый вес этих эжекторов позволяют использовать их даже на роботах-манипуляторах или других приспособлениях для перемещения изделий, где вес должен быть минимизирован. Размеры сопла и диффузора тщательно рассчитаны, что позволяет получить уровень вакуума до 40% больший, чем дают обычные устройства такого типа.

## ВАКУУМНЫЕ ПРИСОСКИ

Чтобы с помощью вакуума можно было перемещать изделия, необходимо создать уплотнения между эжектором и рабочей зоной, в которой создается вакуум. Это достигается с помощью вакуумных присосок, которые следует располагать как можно ближе к эжектору для уменьшения потерь разрежения по длине и уменьшения объема удаляемого воздуха, что дает выигрыш во времени присасывания.

Обычно каждый эжектор связывается только с одной присоской для исключения влияния присосок друг на друга, в этом случае потеря работоспособности одной из них не приводит к изменению разрежения на других присосках. Если несколько присосок соединены с одним эжектором, присоски снабжаются обратными клапанами, автоматически перекрывающими канал при отсутствии контакта присоски с поверхностью.

Вакуумные присоски изготавливаются из различных видов каучука, как правило, это нитрильный (NBR) каучук, полиуретаны и фторрезиновые витоны (FPM). В большинстве случаев применяют присоски NBR, которые обеспечивают оптимальную комбинацию поверхностной адаптации и жесткости. Более мягкие силиконовые присоски применяют для изделий с глубокими формами поверхности, в то время как витоны и другие антистатические материалы применяются в электронной

промышленности.

Размер и тип вакуумной присоски, требуемой для данной задачи, зависит от различных факторов, наиболее важными из которых являются вес, форма и чистота поверхности (рис.9.3).

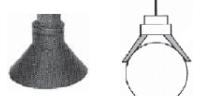
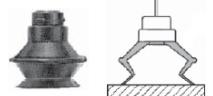
Тип присоски	Схема	Применение
Плоская		При работе с плоскими нешероховатыми поверхностями при условии отсутствия деформации изделия
Плоская с ребрами		При работе с поверхностями, когда возможна их деформация или смятие под действием вакуума (виниловые, бумажные, картонные листы и др.)
Глубокая		При работе с криволинейными поверхностями
Гофрированная		Для захвата изделий с наклонной поверхностью и в условиях ограниченного пространства
Эллиптическая		Для захвата изделий с небольшой поверхностью захвата или для точно расположенных удлиненных изделий
Вращающаяся		Для работы с изделиями, имеющими негоризонтальную поверхность присасывания
С буфером		Для изделий, имеющих неровную поверхность, или если изделие нуждается в демпфировании при базировании
С увеличенными размерами		Для работы с тяжелыми изделиями
Из электропроводящего материала		Для предотвращения накапливания статического электричества. Резиновый материал с пониженным электрическим сопротивлением используется как одно из средств электростатической защиты

Рис. 9.3. Основные формы присосок

Кроме того, способность присоски сохранять оптимальный профиль для поддержания вакуума напрямую влияет на работоспособность системы.

Так, мягкие присоски могут деформироваться внешним давлением во время создания вакуума, что сильно уменьшает полезную площадь присоски, а потому и величину подъемной силы, которая может быть создана.

Наоборот, если материал присоски слишком тверд, воздух может просачиваться через края, прижатые к изделию, и чтобы удержать изделие в этом случае, необходимо увеличить давление и расход в сопле эжектора для поддержания нужного уровня статического вакуума.

Решением этого противоречия являются относительно мягкие, но оребренные присоски, способные сохранять полезную площадь между присоской и изделием. При этом устройства, создающие вакуум, должны обеспечивать высокий расход удаляемого воздуха. Высокий расход воздуха позволяет обеспечить быстрое притягивание присоски к изделию, что предотвращает утечки воздуха через края присоски. Для создания высокого расхода воздуха наиболее подходят рассмотренные выше многоступенчатые эжекторы.

Ребристые присоски используют также при работе с гибкими материалами, например такими, как пластмассовые листы, которые имеют высокую вероятность деформации при прикладывании усилия. В этом случае необходимо тщательно подбирать и размер присоски, и уровень создаваемого вакуума, чтобы избежать искажения формы листа.

Плоские твердые поверхности требуют применения низкопрофильных (плоских) присосок, в то время как изогнутые поверхности могут транспортироваться только присосками с глубоким коническим профилем (рис.9.3).

Грубо обработанные поверхности обусловливают просачивание воздуха под края присоски. Чтобы минимизировать потери разрежения, в этом случае нужно использовать присоски меньшего диаметра и создавать более глубокий уровень вакуума, но при этом использовать большее число присосок, чтобы сохранить необходимую площадь контакта между присосками и изделием.

Присоски, сделанные из более мягкого материала, также уменьшают потерю разрежения, так как они принимают форму поверхности. Но в этом случае нужно учитывать уменьшение полезной площади контакта из-за деформации присоски.

Время, необходимое для создания вакуума в присоске, зависит от последовательности операций, которые должны быть выполнены. Расчет времени должен учитывать разнообразные факторы, такие как расход воздуха, отсасываемого эжектором, и уровень вакуума, создаваемый им, размер присоски, утечку воздуха через ее края, пористость поверхности изделия, размер и длину соединительных воздушных трубопроводов,

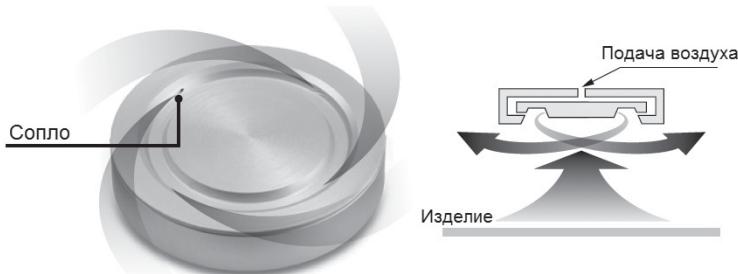
которые необходимы для создания разрежения.

В современных вакуумных системах также применяются газодинамические присоски. Они обладают следующими особенностями:

- присоска сама является генератором вакуума, что достигается созданием вихревого потока воздуха либо использованием эффекта Бернулли;

- присоска не втягивает в себя воздух; наоборот, сжатый воздух истекает из присоски.

Рис.9.4 поясняет принцип действия вихревой присоски. Она представляет собой диск с расположенными по кругу тангенциальными соплами. Потоки от сопел сливаются в единый вихрь, в центре которого формируется зона низкого давления. Будучи приближенной к поверхности изделия, присоска притягивается к ней, но не соприкасается, т.к. зазор сохраняется для выхода воздуха.



*Рис.9.4. Вихревая присоска*

Преимуществами таких присосок являются: отсутствие эжектора и вакуумных пневмополиний, нечувствительность к загрязнениям поверхности изделия, возможность применения для изделий с сильно выраженной шероховатостью поверхности.

## ПОДЪЕМНАЯ СИЛА

Подъемная сила вакуумных присосок может быть определена расчетным или экспериментальным путем. Расчетная подъемная сила определяется из выражения

$$F = 0,1 \frac{pS}{t} [H]$$

где  $p$  – уровень разрежения, кПа,  $S$  – эффективная площадь присоски,  $\text{см}^2$ ,  $t$  – коэффициент безопасности: при работе горизонтально

расположенной присоски  $t \geq 4$ , при работе вертикально расположенной присоски  $t \geq 8$  (рис.9.5).

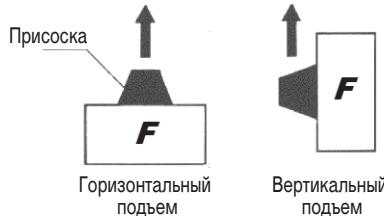


Рис. 9.5. Выбор коэффициента безопасности при подъеме горизонтально и вертикально расположенных изделий

Для определения размеров присоски при заданном значении подъемной силы используется приведенная выше формула и, например, для круглой присоски ее диаметр определяется следующим образом

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 10 F t}{\pi p n}} \text{ [cm]}$$

где  $n$  – количество присосок, используемых для поднятия изделия.

При экспериментальном определении подъемной силы используются специальные столы с моделированием реальных условий работы. При этом необходимо учитывать дополнительные факторы. Например, при действии на транспортируемое изделие боковой силы подъемная сила уменьшается на 50% или даже на 75% при базировании присоски не на центральной части изделия.

## ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Следующее краткое резюме включает в себя главные положения, которые должны учитываться при проектировании и разработке вакуумных систем.

1. Использовать ряд присосок с малым диаметром, чтобы распространить силу присасывания на максимально широкую область
2. Не допускать выхода краев присосок за края изделия
3. Уменьшить время, необходимое для достижения технологического вакуума, минимизируя длину соединительных трубопроводов, используемых между эжектором и присоской
4. Использовать для каждой присоски свой эжектор. Несколько присосок, управляемых одним эжектором, перестанут удерживать изделие, если даже одна из присосок разгерметизируется. Если все же один эжектор связан с несколькими присосками, следует применять специальные исполнения присосок с обратными клапанами.

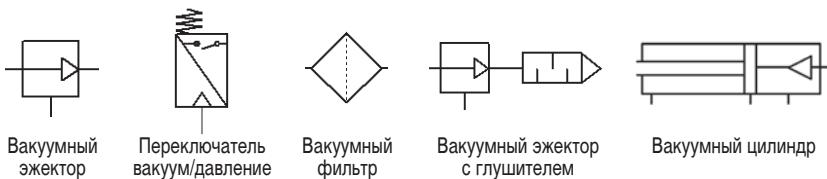
5. Всегда устанавливать дополнительные присоски, чтобы в случае отказа нескольких присосок изделие продолжало удерживаться в нужном положении другими присосками.

6. Использовать и правильно обслуживать действующие фильтры, так как эффективная фильтрация предотвращает загрязнение эжекторов твердыми частицами и маслом. Для эффективной работы эжектор должен быть защищен фильтрами в напорной и вакуумной линиях

7. Иногда бывает необходимо обеспечить и вакуум, и избыточное давление в присоске (для быстрого отсоединения от поверхности). Это достигается включением управляющего клапана питания между эжектором и присоской, который соединяет присоску либо с эжектором, либо с источником сжатого воздуха.

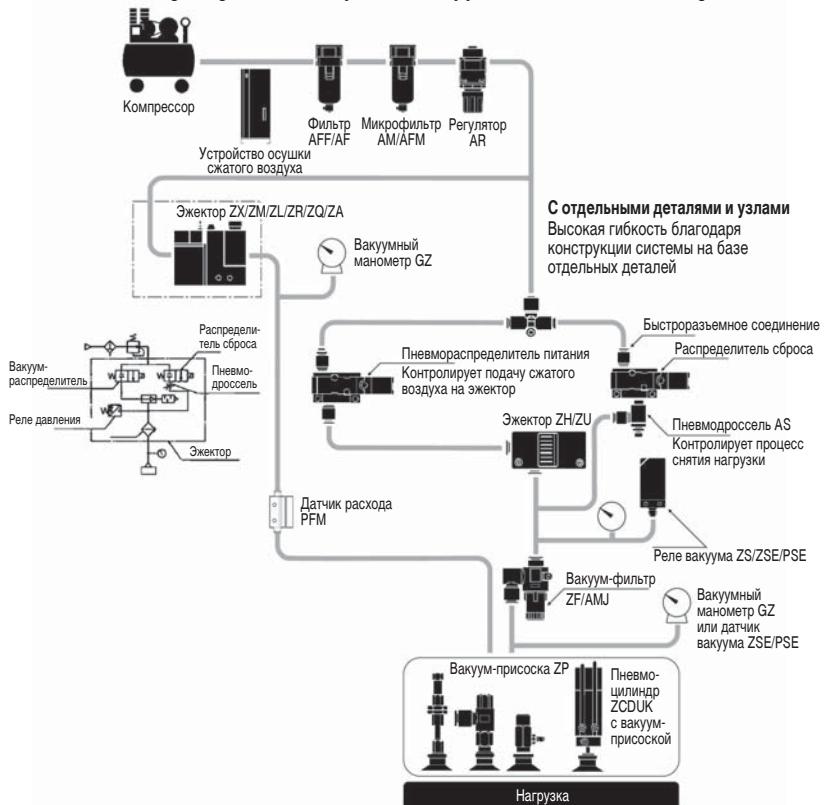
### ОБОЗНАЧЕНИЯ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ДЛЯ ВАКУУМНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

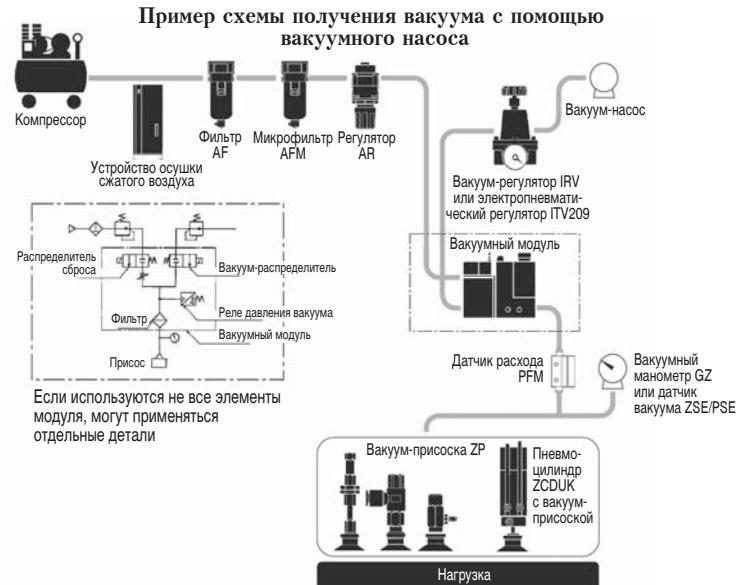
Символы ISO, используемые для обозначения вакуумных устройств, показаны на схеме ниже (рис.9.6)



*Рис. 9.6. Условные обозначения вакуумного оборудования в системе ISO*

**Пример схемы получения вакуума с помощью эжектора**





# ПРИЛОЖЕНИЕ 1

---

## СИМВОЛЫ

Условные символы для графического изображения пневматических систем управления и их компонентов стандартизированы в стандарте ISO 1219, который является общим для гидравлики и пневматики. Символы отображают функцию того или иного элемента, но не дают представления об его устройстве. Пример: в системе ISO не делается различия между символом, изображающим обычный цилиндр двустороннего действия, и символом для обозначения пневматического цилиндра с двойным штоком. Тем не менее, для большей наглядности некоторые изготовители ввели свои собственные символы.

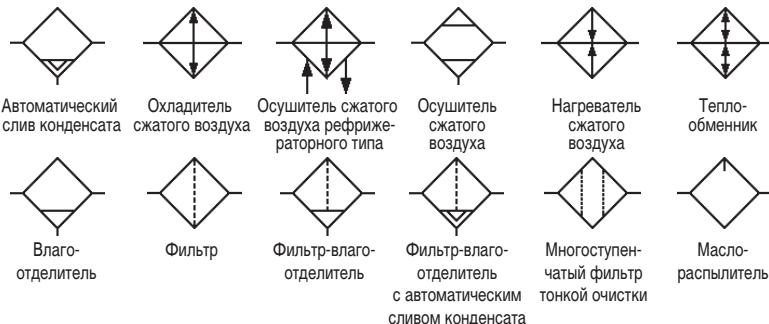
## ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ ВОЗДУХА

Основным символом, изображающим компоненты для очистки и осушки воздуха, является ромб с обозначением входа и выхода в виде линии, отходящей от левого и правого угла. Выполняемая функция показывается внутри ромба при помощи еще ряда символов. Расшифровка символов дана в таблице, приведенной ниже

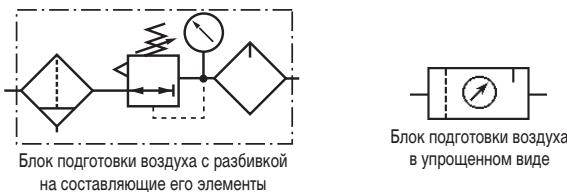
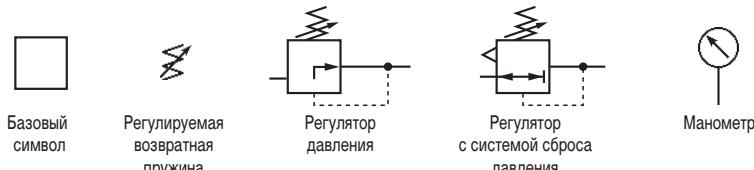
Основным символом, изображающим регуляторы давления, является квадрат с обозначением входа и выхода в виде линии, отходящей от середины левой и правой стороны. Поток воздуха показывается стрелкой, установочная пружина — зигзагом, пересеченным стрелкой, показывающей, что объект регулируемый. Ниже приводятся наиболее важные условные символы:

### УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ ВОЗДУХА В СИСТЕМЕ ISO

#### Очистка и осушка сжатого воздуха



#### Регулирование давления



*Рис.П.1. Символы, применяемые для обозначения оборудования для подготовки сжатого воздуха по ISO 1219.*

### ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Линейные цилиндры изображаются в виде упрощенного разреза цилиндра вдоль его оси. Нет никакой разницы между изображением поршневых цилиндров и цилиндров других типов. Поворотные исполнительные механизмы имеют свой собственный символ, независимо от конструктивного исполнения конкретного механизма (шестерня и рейка, лопасть и т. д.).

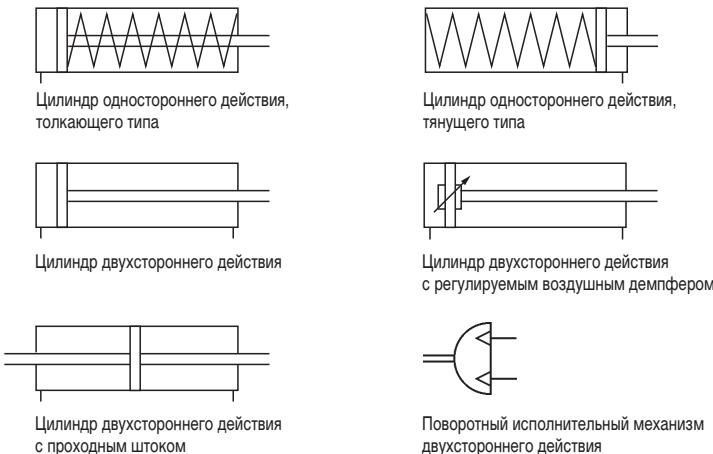


Рис. П.2. Символы, принятые в системе ISO для обозначения исполнительных устройств

## КЛАПАНЫ

Базовым символом для пневматического распределителя является ряд квадратов. Вход и выпуск(и) изображаются внизу, выходы вверху. Каждой позиции переключения соответствует один квадрат. Поскольку распределители имеют две или более различных позиций переключения, квадраты выстраиваются горизонтально в линию. Основное правило заключается в том, что каждая позиция представлена своим квадратом:



Внутри квадрата направление потока воздуха показывается стрелками

, связывающими соединенные в этой позиции присоединительные отверстия. Отверстия, перекрываемые изнутри, обозначаются символом

Снаружи, в нижней части квадрата, показывается подвод сжатого воздуха, который обозначается символом

, а отвод воздуха символом 

Питающий трубопровод изображается сплошной линией —

Управляющий трубопровод изображается пунктиром - - - - -

Линии выпуска воздуха изображаются точками .....

Символы, изображающие устройства управления, рисуются по краям группы сдвоенных или строенных квадратов. Приведенные ниже символы, изображающие устройства управления, показаны

размещенными с левой стороны, за исключением пружины, которая всегда находится на противоположной стороне от устройства управления, поскольку представляет собой механизм возврата в исходное положение (хотя с технической точки зрения она квалифицируется как устройство управления). Если устройства управления реально располагаются на правой стороне, на схеме они все равно будут развернуты в обратном направлении («перекинутыми» в противоположное горизонтальное положение).

Ниже приведены основные символы для графического изображения устройств управления:



*Возвратная пружина (фактически не устройство управления, а встроенный механизм возврата в исходное положение)*



*Роликовый рычаг*



*Ручные органы управления, обобщенный символ*



*Кнопка*



*Механический толкатель*



*Односторонний роликовый рычаг*



*Рычаг*



*Нажимная-вытяжная рукоятка*



*Фиксатор для механических и ручных устройств управления (превращает моностабильный клапан в бистабильный)*



*Управление сжатым воздухом показывается линией пневматического сигнала (пунктир), доходящей до стороны квадрата. Направление прохождения сигнала может быть показано треугольником ▶*



*Воздействие сжатого воздуха в системе вспомогательного управления показывается прямоугольником с заключенным в него треугольником. Этот символ всегда встречается в сочетании с символом, изображающим еще какое-то устройство управления*



Прямое электромагнитное управление



Непрямое электромагнитное управление

В таблице П.3 показано, каким образом отдельные символы могут комбинироваться между собой, образуя единый символ, описывающий функцию какого-нибудь клапана.

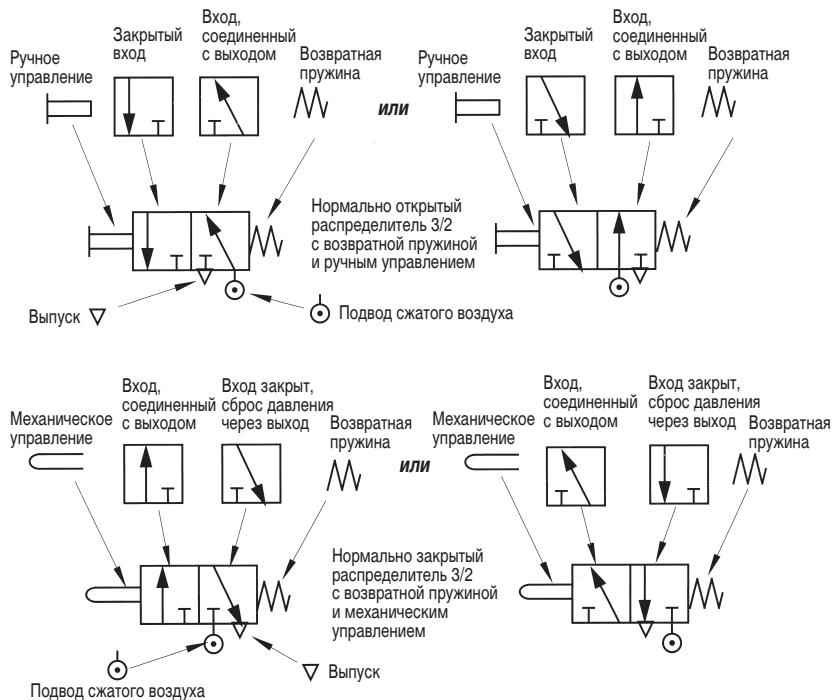


Рис. П.3. Примеры сочетания символов для графического изображения распределителей

## ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ

### ОСНОВНЫЕ ПРАВИЛА

Принципиальная пневматическая схема вычерчивается для ситуации, когда управляемый механизм находится в исходном положении, а в систему трубопроводов подано давление (но без электропитания в случае гибридных систем). Все компоненты схемы должны изображаться в

тех состояниях, которые соответствуют этим исходным гипотетическим условиям. На рис. П.4 это правило проиллюстрировано:

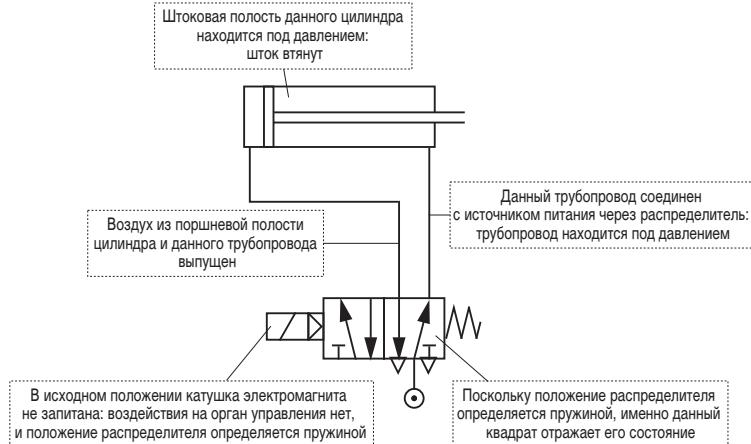
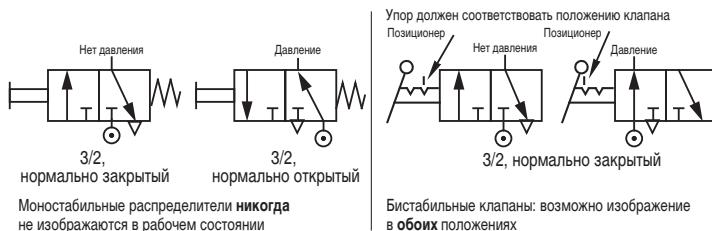


Рис. П.4. Основные правила изображения схем

### ИСХОДНОЕ ПОЛОЖЕНИЕ

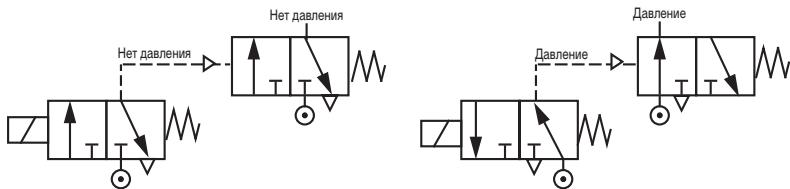
Для распределителей с механическим управлением, контролирующих исходные положения элементов, приводимых в действие пневматическим цилиндром (путевых выключателей), исходное положение является *рабочим*, поэтому их следует соответствующим образом показывать на схеме: к квадрату на стороне органа управления должны быть пририсованы внешние соединения. Во включенном нормально закрытым распределителе 3/2 выход соединяется с питанием, и, таким образом, оказывается под давлением. Соответственно, если сигнальная линия, идущая к моностабильному распределителю с пневматическим управлением, находится под давлением, распределитель должен быть изображен в рабочем положении.



Прочие правила:

### РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ С ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ И ПНЕВМАТИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ

Распределители с пневматическим управлением могут изображаться в рабочем положении

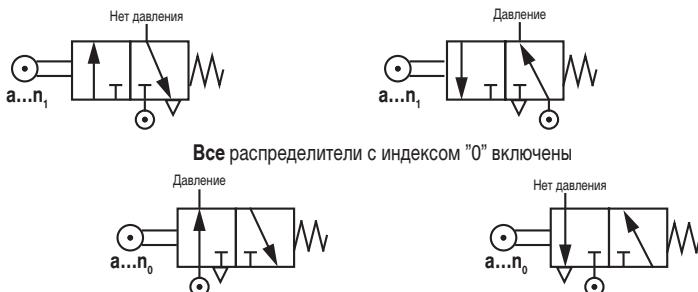


Для электромагнитов исходное положение никогда не является рабочим

*Рис. П.6. Правила для исходного положения распределителей с электромагнитным и пневматическим управлением*

### РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ С МЕХАНИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ

Ни один из распределителей с индексом "1" не включен



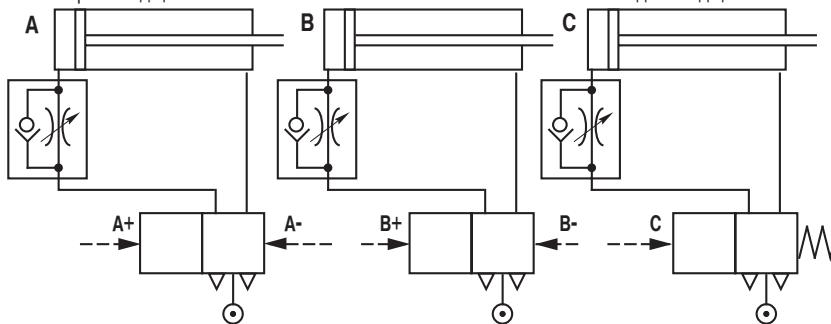
*Рис. П.7. Правила для исходного положения распределителей с механическим управлением*

### КОМПОНОВКА СХЕМЫ

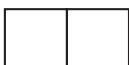
В принципиальной пневматической схеме (рис.П.8) поток энергии направлен снизу вверх, а последовательность операций рабочего цикла - слева направо. Соответственно, блок подготовки воздуха располагается в левом нижнем углу, а пневматический цилиндр, выполняющий первый ход, - в левом верхнем углу и т. д.

**Исполнительная подсистема**

Первый ход цикла



Последний ход цикла

**Логико-вычислительная подсистема**Элементы памяти,  
функции И,  
функции ИЛИ,  
реле времени и т.п.

Пуск

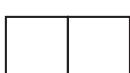
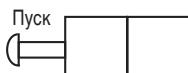
**Информационная подсистема**Коды:  $a_0 a_1, b_0 b_1, c_0$  и  $c_1$ 

Рис. П.8. Общий принцип компоновки пневматической схемы

Управляющие распределители располагаются непосредственно под соответствующими цилиндрами. Они образуют «исполнительную подсистему», которая кодируется заглавными буквами (см. подраздел «используемые термины и обозначения»). В чисто пневматических схемах распределители 3/2 с роликовыми рычагами, сигнализирующие о конечных положениях деталей машин, приводимых в действие пневмоцилиндрами (путевые выключатели), размещаются в нижней части схемы и образуют «информационную подсистему».

Для решения определенных технологических задач между информационной подсистемой и исполнительной подсистемой могут устанавливаться дополнительные клапаны и распределители, образующие «логико-вычислительную подсистему». Все это показано наглядно на блок-схеме, приведенной на рис.П.8, и воспринимается лучше, чем словесное описание.

## ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ТЕРМИНЫ И ОБОЗНАЧЕНИЯ

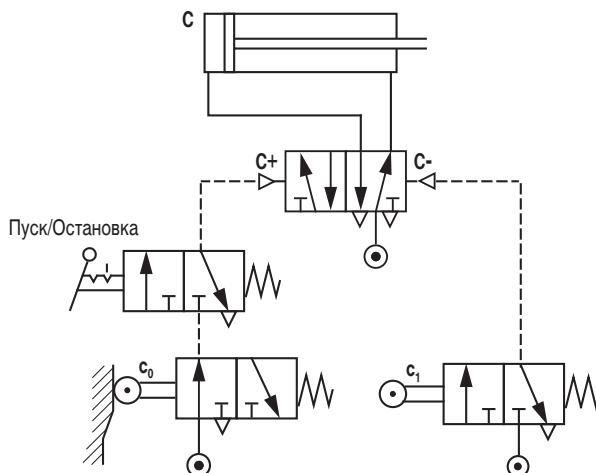
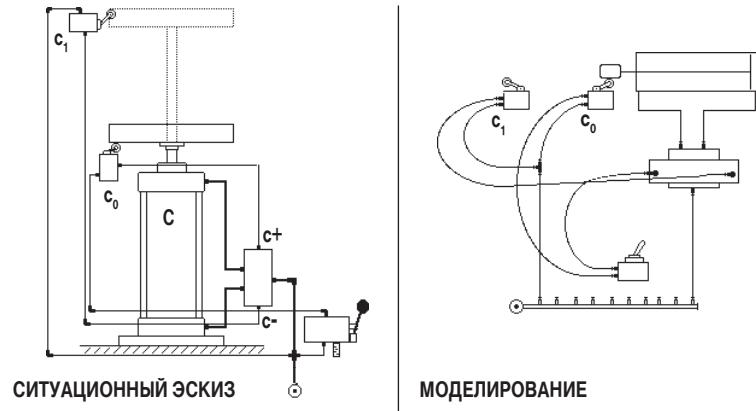
В предыдущих разделах пневматические схемы строились по «топографическому» принципу, т.е. в самой верхней части схемы размещались распределители с управлением от роликов, включаемые при помощи «кулачков», расположенных на концах штоков пневматических цилиндров (путевые выключатели). Это именно та ситуация, с которой мы столкнемся при работе с тренировочным комплектом, когда будем моделировать систему управления машиной. В современных, более сложных схемах такой способ изображения приводит к необходимости разбираться во множестве пересекающихся линий. Современный и более рациональный способ представления схем заключается в том, чтобы располагать символы путевых выключателей на одной линии, как показано на рис.П.9, причем так, чтобы вертикальные сигнальные линии попадали прямо в место своего назначения. Место их фактического расположения на машине указывается с помощью кода, который легко расшифровывается.

Такая ясность достигается за счет того, что определенный набор оборудования рассматривается как единый функциональный элемент. Основой его является «исполнительная подсистема», каждый пневмоцилиндр в которой кодируется соответствующей заглавной буквой. Эти буквы могут присваиваться в алфавитном порядке, в виде последовательности операций рабочего цикла или в виде первых букв в названии рабочей операции, например, буквой «С» обозначают зажим (clamping), буквой «Д» сверление (drilling) и т. д.

Упомянутый выше «функциональный элемент» состоит из исполнительного устройства, управляющего распределителя и двух путевых выключателей, которые распознают конечные положения.

Исходное положение кодируется индексом «0», а рабочее положение – индексом «1».

Следует иметь в виду, что исходное положение - это фактическое положение движущихся частей машины, а не штока поршня. Только при моделировании с помощью тренировочного комплекта мы будем считать состояние «шток втянут» исходным положением.



ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ ПНЕВМАТИЧЕСКАЯ СХЕМА

Рис. П.9. Ситуационный план, компоновочная схема, полученная методом моделирования, и принципиальная пневматическая схема в сравнении

Необходимо четко различать сигнал, выдаваемый путевыми выключателями, и команды, представляющие собой сигнальные давления, которые переключают управляющий распределитель. В простых схемах сигнал может быть одновременно и командой. В этом случае код сигнала определяет завершенное на данный момент перемещение управляемого механизма, а код команды указывает, какое перемещение будет осуществлено следующим. В более сложных схемах командой будет считаться выходной сигнал клапана, используемого для реализации логической функции.

Поскольку исходное положение обозначается индексом «0», все путевые выключатели, для которых исходное положение является рабочим, будут иметь нулевой индекс. Путевые выключатели, работающие на противоположном конце («рабочее положение»), имеют индекс «1». На рис. П.9 изображены подъем и опускание стола путем включения стартовой кнопки в трех вариантах: ситуационный план, схема, полученная при моделировании с помощью тренировочного комплекта, а также принципиальная пневматическая схема.

### ОБРАЗЕЦ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ

На рис.П.10 изображена принципиальная пневматическая схема для технологической последовательности:

**«A+, B+, B-, A-»**

Схема подразделяется на три уровня. Исполнительная подсистема изображена в верхней части схемы, сигнальные входы (информационная подсистема) - в нижней части, а середина схемы отведена под изображение устройств «обработки сигнала» (логико-вычислительная подсистема). Последний термин означает, что для обеспечения правильной технологической последовательности сигналы от машины требуют дополнительных командных сигналов и/или логических внутрисистемных связей. В нашем случае необходим специальный элемент памяти, управляемый при помощи команд «M+» и «M-». Этим элементом является уже знакомый нам селектор или пневматический триггер (см. рис.8.25). Он является запоминающим устройством. Логические функции представляют собой последовательное соединение (вариант реализации функции И), например, стартовой кнопки и пневматического триггера. В результате ситуация будет такова, что пуск не сможет быть выполнен до тех пор, пока цилиндр А не возвратится в свое исходное положение. Только после включения путевого выключателя a0 пневматический триггер вернется в состояние, соответствующее изображению на схеме, подав таким образом питание на стартовую кнопку. Это позволяет работать в режиме повторяющихся циклов, зафиксировав стартовую кнопку в положении «ВКЛ». При ее возврате в исходное положение, соответствующее изображению на схеме, последовательность технологических операций прервется после завершения текущего рабочего цикла.

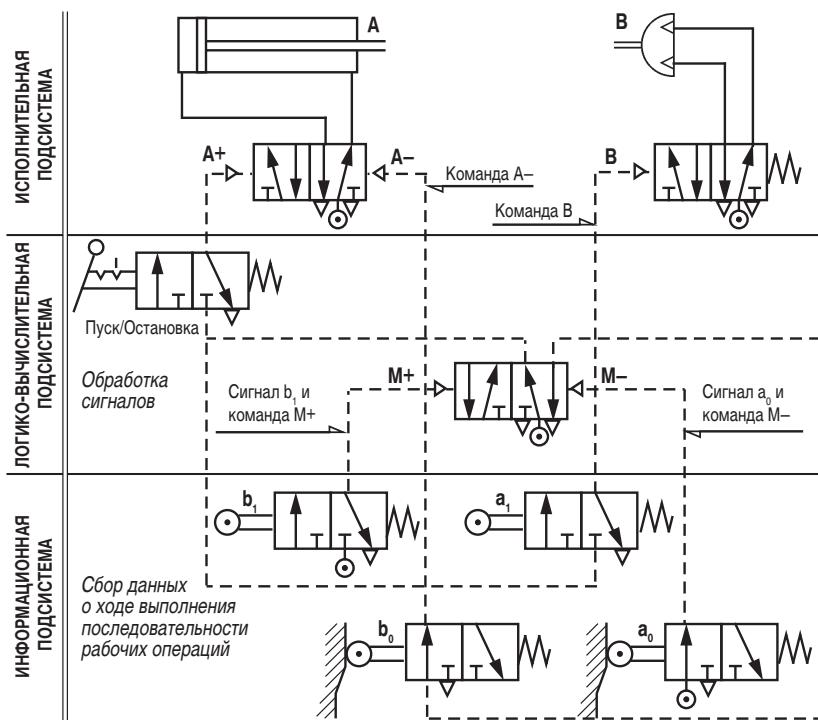


Рис. П.10. Образец принципиальной пневматической схемы

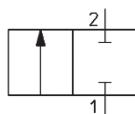
## ПРИЛОЖЕНИЕ 2

### КЛАССИФИКАЦИЯ ПНЕВМОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ

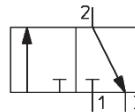
#### 1) По количеству линий:

Линиями называются все порты распределителя за исключения портов управления (порт питания, выходы и выхлопы).

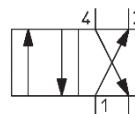
- 2-линейные



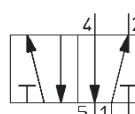
- 3-линейные



- 4-линейные

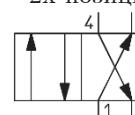


- 5-линейные

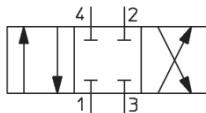


#### 2) По количеству позиций

- 2x позиционные



- 3х позиционные



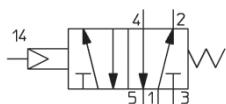
Обычно 1 и 2 пункты классификации объединяют и записывают в виде дроби:

Например, 2/2 или 5/3.

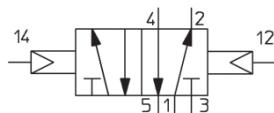
### 3) По количеству основных положений

**Основным называется положение распределителя, в котором он может оставаться бесконечно долго при отсутствии управляющих сигналов.**

- Моностабильные – одно основное положение, в которое они возвращаются при снятии управляющего сигнала.

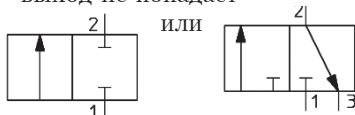


- Бистабильные – все положения основные. При отсутствии сигнала остаются в том положении, в котором находились, пока не придет противоположный сигнал. Поэтому ими можно управлять с помощью кратковременных (импульсных) сигналов.

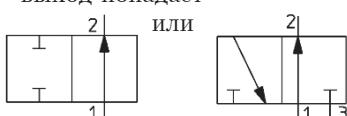


### 4) По основному положению (только для моностабильных, 2x и 3x линейных)

- Нормально закрытые (Н.З.) – в основном положении воздух на выход не попадает



- Нормально открытые (Н.О.) – в основном положении воздух на выход попадает

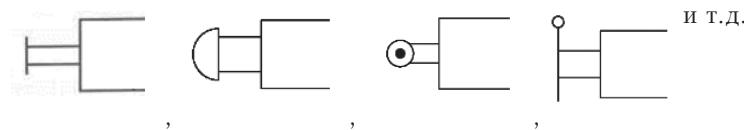


## 5) По виду управления

- Пневматическое — управление сжатым воздухом



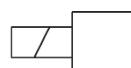
- Механическое — управление механическим воздействием



Управление от оператора (мускульное, ручное) — с помощью мускульной силы человека

Управление от механизма — движущимися частями механизмов

- Электромагнитное (электрическое) — с помощью электромагнита

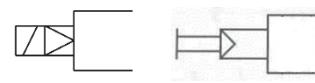


## 6) По типу управления

- Прямое — орган управления механически переключает распределитель

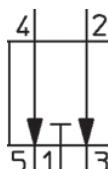


- Непрямое (пилотное) — орган управления воздействует на пилотную линию воздуха, которая переключает распределитель

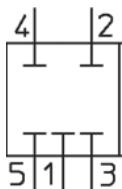


## 7) По центральному положению (только для Зхпозиционных):

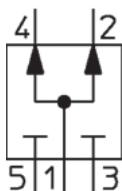
- С открытым центром — воздух из обеих полостей стравливается в атмосферу



- С закрытым центром — все линии перекрыты



- С центром под давлением — давление подается в обе полости



#### 8) Конструктивное исполнение

- Золотниковые
- Клапанные
- Крановые

## **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

---

1. Очистка сжатого воздуха для пневматических систем: Руководящие материалы. – М.: НИИ информации по машиностроению, 1973. -119 с.
2. ISO 8778 International Standard, Second edition 2003-03-15. Pneumatic fluid power – Standard reference atmosphere. ISO 2003.
3. Кудрявцев А.И., Пятидверный А.П., Рагулин Е.А. Монтаж, наладка и эксплуатация пневматических приводов и устройств. – М.: Машиностроение, 1990. – 208 с.
4. Кудрявцев А.И., Кудрявцев А.А. Пневматические системы и устройства в промышленности: Справочник. – Харьков: ЧАО «Тяжпромавтоматика», 2011. – 480 с.
5. ГОСТ 17433-80 Промышленная чистота. Сжатый воздух. Классы загрязненности. – М.: Госстандарт СССР, 1981. (С изменением ИУС N3 1986 г.)
6. ГОСТ 24484-80 Промышленная чистота. Сжатый воздух. Методы измерения загрязненности. – М.: Госстандарт России, 1992.
7. ГОСТ Р ИСО 8573-1-2005 Сжатый воздух. Часть 1. Загрязнения и классы чистоты. – М.: Стандартинформ, 2005.
8. Герц Е.В. Пневматические приводы: Теория и расчет. – М.: Машиностроение, 1969. – 360 с.
9. ГОСТ 2.704-2011 ЕСКД. Правила выполнения гидравлических и пневматических схем. – М.: Стандартинформ, 2012.
10. ГОСТ 2.780-96 ЕСКД. Обозначения условные графические. Кондиционеры рабочей среды, емкости гидравлические и пневматические. Минск: Межгосударственный Совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2004.
11. ГОСТ 2.781-96 ЕСКД. Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные. Минск: Межгосударственный Совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2004.
12. ГОСТ 2.782-96 ЕСКД. Обозначения условные графические. Машины гидравлические и пневматические. Минск: Межгосударственный Совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2002.
13. ГОСТ 17752-81 Гидропривод объемный и пневмопривод. Термины и определения. – М.: Госстандарт СССР, 1988 (с изменениями ИУС 6-84, 10-86).
14. Наземцев А.С. Гидравлические и пневматические системы. Часть 1. Пневматические приводы и средства автоматизации: Учебное пособие. – М.: ФОРУМ, 2004. – 240 с.

*Для заметок*

---