

Министерство науки и высшего образования  
Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего образования  
«Пермский национальный исследовательский  
политехнический университет»

**Д.И. Шишлянников, В.Ю. Зверев,  
В.Г. Островский, С.Л. Иванов**

# **ПНЕВМОПРИВОД БУРОВОГО И НЕФТЕДОБЫВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ**

*Утверждено  
Редакционно-издательским советом университета  
в качестве учебного пособия*

Издательство  
Пермского национального исследовательского  
политехнического университета  
2020

УДК 622.24+622.276].05-85 (075.8)  
П40

Авторы:

Д.И. Шишлянников, В.Ю. Зверев,  
В.Г. Островский, С.Л. Иванов

Рецензенты:

д-р техн. наук, профессор *А.А. Рыбин*  
(Пермский национальный исследовательский  
политехнический университет);  
д-р техн. наук, профессор *Ю.А. Лагунова*  
(Уральский государственный горный университет)

П40 **Пневмопривод** бурового и нефтедобывающего оборудования : учеб. пособие / Д.И. Шишлянников [и др.]. – Пермь : Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2020. – 111 с.

ISBN 978-5-398-02267-4

Изложена теория работы и особенности применения пневмопривода нефтепромысловых машин. Приведены чертежи конструкций пневмоаппаратуры. Описан порядок работы пневматических приводов бурового и нефтедобывающего оборудования. Даны методологические основы расчета поршневых компрессоров и пневмоаппаратуры.

Предназначено для студентов технических вузов, обучающихся по направлению подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование», по профилю «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов», а также для инженерно-технических работников нефтегазодобывающих и буровых предприятий, научно-исследовательских, проектных, экспертных и ремонтных организаций.

УДК 622.24+622.276].05-85 (075.8)

ISBN 978-5-398-02267-4

© ПНИПУ, 2020

## ОГЛАВЛЕНИЕ

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПНЕВМОПРИВОДЕ БУРОВОГО И НЕФТЕДОБЫВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ .....	5
1.1. Область применения и структурная схема пневмопривода .....	5
1.2. Законы идеального газа .....	8
1.3. Основные закономерности течения воздуха.....	11
2. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ПНЕВМОПРИВОДА .....	16
2.1. Компрессоры.....	16
2.1.1. Динамические компрессоры .....	17
2.1.2. Роторные объемные компрессоры .....	21
2.1.3. Поршневые компрессоры.....	24
2.1.3.1. Конструктивные схемы поршневых компрессоров .....	24
2.1.3.2. Индикаторные диаграммы идеальных и действительных поршневых компрессоров .....	28
2.1.3.3. Многоступенчатое сжатие.....	33
2.2. Пневмоцилиндры.....	36
2.3. Пневмомоторы.....	42
2.3.1. Шестеренные и пластинчатые пневмомоторы.....	42
2.3.2. Поршневые пневмомоторы .....	45
2.3.3. Турбинные пневмомоторы.....	46
2.3.4. Пневмоповоротники .....	47
2.4. Регулирующая и направляющая пневмоаппаратура.....	48
2.4.1. Пневматические дроссели.....	48
2.4.2. Регуляторы давления .....	51
2.4.3. Пневматические распределители .....	55
2.4.4. Запорные элементы.....	58
2.5. Устройства очистки и осушки сжатого газа .....	60
2.6. Ресиверы.....	65
2.7. Пневматические муфты .....	66
3. РАСЧЕТ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА.....	77
3.1. Определение параметров воздуха и массовой производительности компрессора .....	79
3.2. Определение основных размеров цилиндров компрессора .....	81
3.3. Расчет мощности привода компрессора.....	82

3.4. Определение площади поверхности охлаждения промежуточного охладителя компрессора .....	83
<b>4. ПНЕВМАТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ БУРОВОЙ УСТАНОВКОЙ.....</b>	<b>85</b>
4.1. Общие сведения и принципиальное устройство .....	85
4.2. Элементы систем пневматического управления буровой установки.....	89
4.2.1. Клапанные краны .....	89
4.2.2. Регулирующие краны .....	91
4.2.3. Клапаны-разрядники .....	93
4.2.4. Торцовые вертлюжки .....	95
4.3. Пульт бурильщика.....	97
4.4. Определение количества воздуха, необходимого для управления установкой .....	100
<b>5. ОБСЛУЖИВАНИЕ И РЕМОНТ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ.....</b>	<b>102</b>
5.1. Обслуживание устройств очистки .....	102
5.2. Обслуживание смазочных устройств .....	104
5.3. Обслуживание пневмоаппаратуры и пневмодвигателей.....	105
5.4. Обслуживание трубопроводов .....	106
5.5. Техническое диагностирование и ремонт пневматических приводов .....	108
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....</b>	<b>112</b>

# **1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПНЕВМОПРИВОДЕ БУРОВОГО И НЕФТЕДОБЫВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ**

## **1.1. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ И СТРУКТУРНАЯ СХЕМА ПНЕВМОПРИВОДА**

Пневмоприводом называется совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение машин и механизмов посредством пневматической энергии. Для создания пневматической энергии используется компрессор, а для ее преобразования – пневмодвигатели шестеренного, пластинчатого и поршневого типа. Носителем энергии в пневмоприводах является сжатый воздух.

Основные достоинства пневмопривода:

1. Простота конструкции и дешевизна. При изготовлении пневмоаппаратов не требуется такая высокая точность, как для гидравлического привода. Утечки воздуха через зазоры мало снижают эффективность работы пневмопривода. В пневмоприводе, как правило, отсутствуют возвратные трубопроводы, что снижает затраты на его обслуживание и монтаж.

2. Надежность в работе и простота обслуживания. Для пневматических устройств циклического действия ресурс составляет от 5 до 20 млн циклов в зависимости от назначения и конструкции, а для устройств нециклического действия – около 10–20 тыс. ч. Это в 2–4 раза больше, чем у гидропривода.

3. Способность работать в пыльных, влажных и агрессивных средах в широком диапазоне температур. В таких условиях гидро- и электропривод требуют значительно больших затрат на эксплуатацию, так как при температурных перепадах нарушается герметичность гидросистем из-за изменения зазоров и изолирующих свойств электротехнических материалов, что в совокупности с пыльной, влажной и нередко агрессивной окружающей средой приводит к частым отказам. По этой причине пневмопривод является единственным надежным источником энергии для механизации работ в литейном и сварочном производстве, в кузнечно-прессовых цехах, в некоторых производствах по добыче и переработке сырья и др. Благодаря высокой перегрузочной способности и надежности пневмопривод часто используется в тормозных системах мобильных и стационарных машин.

4. Высокое быстродействие. Скорость при поступательном движении выходного звена до 15 м/с, при вращательном – до 100 000 об/мин. Большая скорость вращательного движения используется в приводах сепараторов, центрифуг, шлифовальных машин, бормашин и др. Реализация больших скоростей в гидроприводе и электроприводе ограничивается их большей инерционностью (масса жидкости и инерция роторов) и отсутствием демпфирующего эффекта, которым обладает воздух.

5. Легкость управления.

6. Способность к демпфированию и аккумуляции энергии.

7. Малая чувствительность к внешним динамическим ударам и динамическим ударам внутри системы.

8. Способность переносить длительные перегрузки и стопорения без средств защиты. Требуемый предел давления воздуха устанавливается общим предохранительным клапаном, находящимся на источниках пневмоэнергии. Пневмодвигатели могут быть полностью заторможены без опасности повреждения и находиться в этом состоянии длительное время.

9. Пожаробезопасность.

10. Малые потери энергии в пневмосети, благодаря чему дальность передачи пневматической энергии увеличивается до нескольких километров.

Вышеперечисленные достоинства обусловлены хорошей сжимаемостью воздуха, высокой скоростью его распространения, безопасностью и недефицитностью.

Наряду с достоинствами пневмопривод имеет ряд недостатков:

1. Низкий КПД ( $\eta = 0,05-0,3$ ).

2. Строгие требования к обеспечению точности и плавности движения рабочих органов.

3. Необходимость подачи смазки к трущимся поверхностям.

4. Относительно большая масса и габариты, обусловленные низким давлением в сети. Если удельный вес гидромашин, приходящийся на единицу мощности, в 5–10 раз меньше веса электромашин, то пневмомашин имеют примерно такой же вес и габариты, как последние.

5. Высокий уровень шума, достигающий 95–130 дБ при отсутствии средств для его снижения. Наиболее шумными являются поршневые компрессоры и пневмодвигатели.

Перечисленные недостатки могут быть устранены применением комбинированных пневмоэлектрических или пневмогидравлических приводов.

Пневматический привод включает следующие устройства: установка для получения сжатого воздуха; пневматический двигатель; устройства управления и регулирования; пневмомагистраль; вспомогательные устройства. По виду источника пневматической энергии различают компрессорный, магистральный и аккумуляторный пневмоприводы.

Магистральный пневмопривод, получивший наибольшее распространение в промышленности, характеризуется разветвленной сетью стационарных пневмолиний, соединяющих компрессорную установку с цеховыми, участковыми потребителями в пределах одного или нескольких предприятий. Компрессорная станция оборудуется несколькими компрессорными линиями, обеспечивающими гарантированное снабжение потребителей сжатого воздуха с учетом возможной неравномерной работы последних. Это достигается установкой промежуточных накопителей пневмоэнергии (ресиверов). Пневмолинии обычно резервируются, чем обеспечивается удобство их обслуживания и ремонта. Типовой комплект устройств, входящих в систему подготовки воздуха, показан на принципиальной схеме компрессорной установки (рис. 1.1).

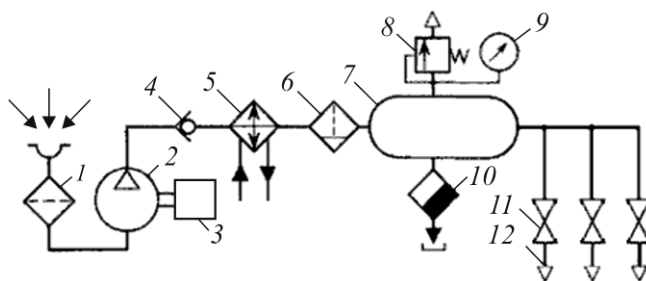


Рис. 1.1. Принципиальная схема компрессорной установки

Компрессор 2 с приводным двигателем 3 всасывает воздух из атмосферы через заборный фильтр 1 и нагнетает в ресивер 7 через обратный клапан 4, охладитель 5 и фильтр-влагодделитель 6.

В результате охлаждения воздуха водяным охладителем 5 происходит конденсирование 70–80 % содержащейся в воздухе влаги, улавливаемой фильтром-влагодделителем 6. Охлажденный воздух со стопроцентной относительной влажностью поступает в ресивер 7, кото-

рый аккумулирует пневмоэнергию и сглаживает пульсацию давления. В нем происходит дальнейшее охлаждение воздуха и конденсирование некоторого количества влаги, которая по мере накопления удаляется вместе с механическими примесями через вентиль 10. Ресивер обязательно оборудуется одним или несколькими предохранительными клапанами 8 и манометром 9. Из ресивера воздух отводится к пневмолиниям 12 через краны 11. Обратный клапан 4 исключает возможность резкого падения давления в пневмосети при отключении компрессора.

Рассмотренная пневмосистема компрессорной установки называется разомкнутой. Реже применяются замкнутые системы с возвратом энергоносителя на вход компрессора.

Компрессорный пневмопривод отличается от вышеописанного магистрального своей мобильностью и ограниченностью числа подсоединенных одновременно работающих потребителей. Передвижные компрессоры наиболее широко используются на удаленных нефтепромыслах, при выполнении работ по бурению скважин и т.п. По комплекту устройств, входящих в систему подготовки воздуха, он практически не отличается от вышеописанной компрессорной установки магистрального привода (водяной охладитель заменяется на воздушный). Подача воздуха к потребителям осуществляется через резинотканевые рукава.

Аккумуляторный пневмопривод ввиду ограниченного запаса сжатого воздуха в промышленности применяется редко, но широко используется в автономных системах управления механизмов с заданным временем действия.

## 1.2. ЗАКОНЫ ИДЕАЛЬНОГО ГАЗА

Идеальным газом называется газ, в котором силы межмолекулярного взаимодействия столь малы, что ими можно пренебречь. С достаточной степенью точности газы можно считать идеальными в тех случаях, когда рассматриваются их состояния, далекие от областей фазовых превращений. Реальные газы близки по свойствам к идеальному при условиях, близких к нормальным ( $t = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $p = 1,03 \cdot 10^5\text{ Па}$ ), и высоких температурах.

В XVII–XIX вв. были сформулированы опытные законы идеальных газов. Кратко остановимся на них.



*Закон Бойля – Мариотта* (изотермический процесс): при постоянных температуре ( $T = \text{const}$ ) и массе газа произведение давления газа на его объём постоянно:

$$p_1V_1 = p_2V_2 = \text{const}, \quad (1.1)$$

где  $p$  – давление газа, Па;  $V$  – объём газа, м<sup>3</sup>. Здесь и ниже индексом 1 обозначены величины, относящиеся к начальному состоянию газа, а индексом 2 – к конечному.

*Закон Шарля* (изохорный процесс): давление газа фиксированной массы и фиксированного объёма пропорционально абсолютной температуре газа:

$$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2} = \text{const}, \quad (1.2)$$

где  $T$  – температура газа, К.

Известно, что температура является мерой средней кинетической энергии вещества. Если кинетическая энергия газа увеличивается, его частицы сталкиваются со стенками сосуда быстрее, тем самым создавая более высокое давление.

*Закон Гей-Люссака* (изобарический процесс): при постоянном давлении объём постоянной массы газа пропорционален абсолютной температуре. Математически закон выражается следующим образом:

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2} = \text{const}. \quad (1.3)$$

*Закон Авогадро*: в равных объёмах различных идеальных газов, взятых при одинаковых температурах и давлениях, содержится одно и то же количество молекул. Один моль любого идеального газа при одинаковых температуре и давлении занимает одинаковый объём. При нормальных условиях этот объём  $V_m = 22,41 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/моль. Данную физическую константу называют стандартным молярным объёмом идеального газа. Число частиц, содержащихся в 1 моле различных веществ,  $N_A = 6,022 \cdot 10^{23}$  моль<sup>-1</sup> (постоянная Авогадро). В одном кубическом метре идеального газа при нормальных условиях содержится количество частиц

$$n_0 = \frac{N_A}{V_m} = \frac{6,022 \cdot 10^{23}}{22,414 \cdot 10^{-3}} = 2,7 \cdot 10^{25} \text{ м}^{-3}, \quad (1.4)$$

где  $n_0$  – число Лошмидта.

Из зависимостей (1.1)–(1.3) французским физиком Бенуа Клапейроном получено уравнение идеального газа (*уравнение Клапейрона*):

$$\frac{p_1 V_1}{T_1} = \frac{p_2 V_2}{T_2}. \quad (1.5)$$

Д.И. Менделеев объединил законы Бойля – Мариотта, Гей-Люссака и Шарля с законом Авогадро, получив формулу, устанавливающую зависимость между давлением, молярным объёмом и абсолютной температурой идеального газа:

$$pV_m = RT, \quad (1.6)$$

где  $R$  – универсальная газовая постоянная,  $R = 8,31$  Дж/(моль·К).

Из выражения (1.6) следует, что при увеличении давления газа, его сжатии, повышается и температура. В то же время снижение давления газа сопровождается его охлаждением. Данный принцип заложен в основу работы детандеров – установок для охлаждения и сжижения газов.

Молярный объём идеального газа можно определить выражением

$$V_m = \frac{VM}{m}, \quad (1.7)$$

где  $M$  – молярная масса газа, г/моль;  $m$  – масса газа в заданном объёме  $V$ , г.

Учитывая (1.7), выражение (1.6) можно представить в виде

$$pV = \frac{m}{M} RT. \quad (1.8)$$

Полученное уравнение (1.8) называется *уравнением Менделеева – Клапейрона*.

Адиабатический процесс – это процесс изменения состояний газа, при котором он не отдает и не поглощает извне теплоты. Следовательно, адиабатический процесс характеризуется отсутствием теплообмена газа с окружающей средой.

При адиабатическом сжатии увеличение давления обусловлено не только уменьшением объёма газа, как при изотермическом сжатии, но и увеличением температуры. При адиабатическом расширении температура газа уменьшается, поэтому давление газа падает быстрее, чем при изотермическом расширении.

Связь между параметрами идеального газа при адиабатическом сжатии-расширении описывается выражением

$$pV^k = \text{const}, \quad (1.9)$$

где  $k$  – показатель адиабаты,  $k > 1$ .

Выражение (1.9) называют уравнением Пуассона. Соотношение между давлением и температурой, а также между объёмом и температурой идеального газа в адиабатическом процессе имеют вид

$$pT^{\frac{k}{k-1}} = \text{const}, \quad (1.10)$$

$$TV^{k-1} = \text{const}. \quad (1.11)$$

### 1.3. ОСНОВНЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ ТЕЧЕНИЯ ВОЗДУХА

Инженерные расчеты пневмосистем сводятся к определению скоростей и расходов воздуха при наполнении и опорожнении резервуаров (рабочих камер двигателей), а также его течения по трубопроводам через местные сопротивления. Вследствие сжимаемости воздуха эти расчеты значительно сложнее, чем расчеты гидравлических систем, и в полной мере выполняются только для особо ответственных случаев. Полное описание процессов течения воздуха можно найти в специальных курсах газодинамики.

Основные закономерности течения воздуха (газа) такие же, как и для жидкостей, т.е. имеют место ламинарный и турбулентный режимы течения, установившийся и неустановившийся характер течения, равномерное и неравномерное течение из-за переменного сечения трубопровода и все остальные кинематические и динамические характеристики потоков. Вследствие низкой вязкости воздуха и относительно больших скоростей режим течения воздуха в большинстве случаев турбулентный.

Для пневмоприводов бурового и нефтедобывающего оборудования достаточно знать закономерности установившегося характера течения воздуха. В зависимости от интенсивности теплообмена с окружающей средой расчеты параметров воздуха выполняются с учетом вида термодинамического процесса – от изотермического (с полным теплообменом и выполнением условия  $T = \text{const}$ ) до адиабатического (без теплообмена). В практических расчетах показатель адиабаты заменяют на показатель политропы  $n$ , что позволяет учесть потери, обусловленные трением воздуха, и возможный теплообмен между воздухом и деталями системы. Весь диапазон реальных процессов описывается уравнением

$$pV^n = \text{const}, \quad (1.12)$$

где  $p$  – давление сжатого воздуха,  $\text{м}^3$ ;  $V$  – объем сжатого воздуха, Па;  $n$  – показатель политропы, изменяющийся в пределах от  $n = 1$  (изотермический процесс) до  $n = 1,4$  (адиабатический процесс).

В основу расчетов течения воздуха положено известное уравнение движения идеального газа – *уравнение Бернулли*:

$$\gamma z + p_{\text{ст}} + \frac{\rho v^2}{2} = \text{const}, \quad (1.13)$$

где  $\gamma z$  – весовое давление, Па;  $p_{\text{ст}}$  – статическое давление, Па;  $\rho$  – плотность воздуха,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $v$  – скорость движения воздуха,  $\text{м}/\text{с}$ .

Произведение  $\rho v^2/2$  определяет динамическое (скоростное) давление воздуха. Сумму статического и динамического давлений называют полным давлением воздуха.

При расчете газовых систем необходимо иметь в виду два принципиальных отличия от расчета гидросистем. Первое отличие заключается в том, что определяется не объемный расход воздуха, а массовый, что позволяет унифицировать и сравнивать параметры различных элементов пневмосистем по стандартному воздуху ( $\rho = 1,25 \text{ кг}/\text{м}^3$  при  $p = 101,3 \text{ кПа}$  и  $T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Второе отличие заключается в том, что при сверхзвуковых скоростях течения воздуха изменяется характер зависимости расхода от перепада давлений на сопротивлении. В связи с этим существуют понятия подкритического и надкритического режимов течения воздуха.

Рассмотрим истечение газа из резервуара через отверстие при поддержании в резервуаре постоянного давления (рис. 1.2, а). Будем считать, что размеры резервуара настолько велики по сравнению с размерами выходного отверстия, что можно полностью пренебречь скоростью движения газа внутри резервуара, и следовательно, давление, температура и плотность газа внутри резервуара будут иметь значения  $p_0$ ,  $\rho_0$  и  $T_0$  соответственно.

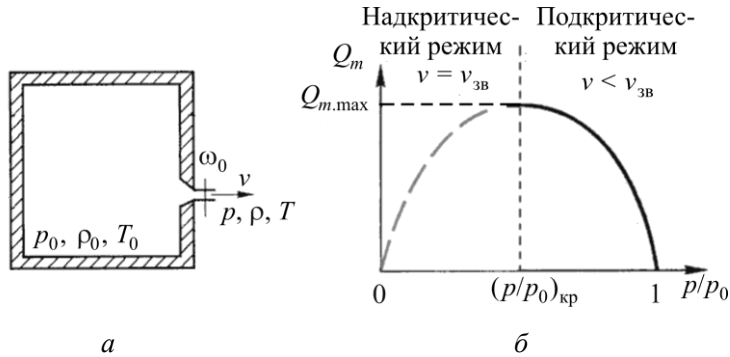


Рис. 1.2. Зависимость массового расхода газа от соотношения давлений

Массовый расход газа, вытекающего через отверстие, определяется по формуле

$$Q_m = \mu \omega_0 \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_0 \rho_0 \left[ \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (1.14)$$

где  $\omega_0$  – площадь сечения отверстия, через которое вытекает газ,  $\text{м}^2$ ;  $\mu$  – коэффициентом расхода, учитывающий потери энергии на трение воздуха,  $\mu = 0,1 \dots 0,6$ .

Отношение  $p/p_0$  называется степенью расширения газа. Анализ формулы (1.4) показывает, что выражение, стоящее под корнем в квадратных скобках, обращается в ноль при  $p/p_0 = 1$  и при  $p/p_0 = 0$ . Это означает, что при некотором значении отношения давлений массовый расход достигает максимума  $Q_{m,\text{max}}$ . График зависимости массового расхода газа от отношения давлений  $p/p_0$  показан на рис. 1.2, б.

Отношение давлений  $p/p_0$ , при котором массовый расход достигает максимального значения, называется критическим. Можно показать, что критическое отношение давлений

$$\left(\frac{p}{p_0}\right)_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (1.15)$$

Как видно из графика, показанного на рис. 2, б, при уменьшении  $p/p_0$  по сравнению с критическим расход должен уменьшаться (пунктирная линия). При  $p/p_0 = 0$  значение расхода должно быть равно нулю ( $Q_m = 0$ ). Однако в действительности этого не происходит.

В действительности при заданных параметрах  $p_0$ ,  $\rho_0$  и  $T_0$  расход и скорость истечения будут расти с уменьшением давления вне резервуара  $p$  до тех пор, пока это давление меньше критического. При достижении давлением  $p$  критического значения расход становится максимальным, а скорость истечения достигает критического значения, равного местной скорости звука. Критическая скорость определяется известной формулой

$$v = v_{\text{зв}} = \sqrt{\frac{kp}{\rho}}. \quad (1.16)$$

После того как на выходе из отверстия скорость достигла скорости звука, дальнейшее уменьшение противодавления  $p$  не приводит к увеличению скорости истечения. При этом расход не будет меняться, оставаясь максимальным, а кривая расхода примет вид горизонтальной линии.

Таким образом, существует две зоны (области) течения воздуха:

– подкритический режим, при котором

$$\left(\frac{p}{p_0}\right)_{\text{кр}} < \left(\frac{p}{p_0}\right) < 1; \quad (1.17)$$

– надкритический режим, при котором

$$0 < \left(\frac{p}{p_0}\right) < \left(\frac{p}{p_0}\right)_{\text{кр}}. \quad (1.18)$$

В надкритической зоне имеет место максимальная скорость и расход, соответствующие критическому расширению газа. Исходя из этого, при определении расходов воздуха предварительно определяют по перепаду давления режим истечения (зону), а затем расход.

В подкритической зоне для определения скорости истечения струи воздуха, вытекающего из отверстия, пользуются формулой Сен-Венана

$$v = \varphi \sqrt{\frac{2k}{(k-1)} \frac{p}{\rho_0} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (1.19)$$

где  $\varphi$  – коэффициент расхода, зависит от числа Рейнольдса, степени сжатия потока, вида отверстия или насадка и других факторов. При плавном очертании насадка  $\varphi = 0,98 \dots 1,00$ ; для цилиндрического насадка с фаской  $\varphi = 0,90$ ; для насадка с острой входной кромкой  $\varphi = 0,88$ ; для внутренних цилиндрических насадок  $\varphi = 0,70 \dots 0,80$ .

## 2. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ПНЕВМОПРИВОДА

### 2.1. КОМПРЕССОРЫ

В промышленности используются различные конструкции машин для подачи воздуха под общим названием нагнетатели. При создании рабочего давления до 0,15 МПа они называются газодувками (вентиляторами), а при давлении свыше 0,15 МПа – компрессорами.

Газодувки (вентиляторы) относятся к лопастным машинам динамического действия и применяются в вентиляционных и пневмотранспортных системах, низконапорных системах пневмоавтоматики.

Компрессор – это машина, предназначенная для сжатия и перемещения газов, являющаяся частью более общего комплекса машин для подачи газов.

По принципу сообщения газу кинетической энергии все компрессоры можно разделить на два класса – объёмные и динамические. К объёмным компрессорам относятся поршневые, мембранные и роторные. Последние, в свою очередь, подразделяются на пластинчатые, жидкостно-кольцевые и винтовые. К динамическим машинам относятся центробежные и осевые компрессоры.

По типу привода различают компрессоры с электрическим приводом, газотурбинным приводом (88 % газоперекачивающих агрегатов на магистральных трубопроводах) и с дизельным приводом.

По величине создаваемого давления компрессоры подразделяются на компрессоры низкого ( $P = 0,15 \dots 1,0$  МПа), среднего ( $P = 1,0 \dots 10$  МПа) и высокого (свыше 10 МПа) давления.

По производительности компрессоры делятся на малые (производительностью до  $0,015 \text{ м}^3/\text{с}$ ), средние (от  $0,015 \text{ м}^3/\text{с}$  до  $1,5 \text{ м}^3/\text{с}$ ) и крупные (более  $1,5 \text{ м}^3/\text{с}$ ).

В пневмоприводах бурового и нефтедобывающего оборудования источником энергии служат компрессоры с рабочим давлением в диапазоне 0,4–1,0 МПа. Выбор типа и конструкции компрессора зависит от конкретных условий его применения и эксплуатации.

Компрессорная установка – комплекс оборудования, состоящий из собственно компрессора, межступенчатой аппаратуры, коммуни-



каций (соединений), системы автоматического регулирования и привода компрессора.

Компрессорная станция представляет собой совокупность компрессорных установок, расположенных в отдельном здании или отдельном помещении общего производственного комплекса. Компрессорные станции классифицируют по назначению, типу установленных компрессорных машин, по типу привода газоперекачивающего агрегата.

### **2.1.1. Динамические компрессоры**

В технологических производствах, связанных с процессами транспортировки и переработки газов, основным требованием к работе компрессоров является создание необходимого давления в газотранспортных системах (ГТС) и обеспечение устойчивой подачи заданного количества газа, являющегося сырьем. В настоящее время на нефтегазоперерабатывающих предприятиях наибольшее распространение получили центробежные и осевые компрессоры.

Принцип действия центробежного компрессора (рис. 2.1) аналогичен принципу действия центробежного насоса и основан на том, что давление газа создается за счет центробежных сил, возникающих во вращающемся газовом потоке. Кинетическая энергия, сообщаемая газу рабочим колесом, превращается в энергию давления.

Конструктивные особенности обуславливают следующие преимущества использования центробежных компрессоров:

- большая производительность, по сравнению с объемными компрессорами, достигается в результате высоких скоростей рабочей среды;
- непрерывность подачи газа без загрязнения его смазочным маслом;
- плавный ход и отсутствие вибраций позволяет сооружать более легкие фундаменты;
- высокий ресурс, вследствие отсутствия трущихся быстроизнашивающихся деталей (таких как поршневые кольца, клапаны и т.д.);
- возможность автоматизации контроля и дистанционного управления.

К недостаткам центробежных компрессоров можно отнести ухудшение технико-экономических показателей при увеличении степени сжатия.

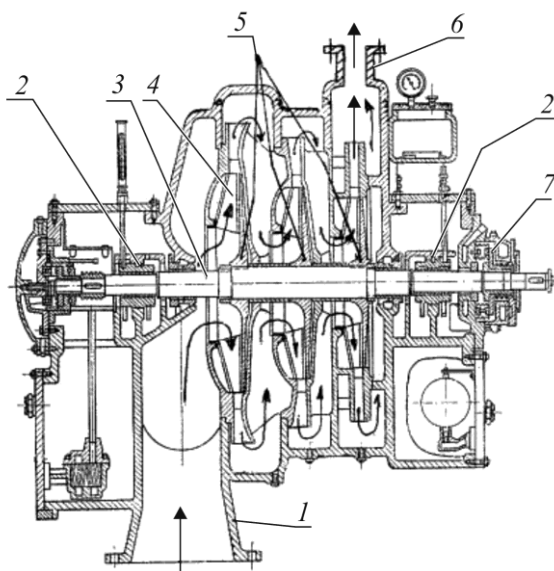


Рис. 2.1. Центробежный компрессор:

*1* – всасывающий трубопровод; *2* – подшипники скольжения;  
*3* – вал; *4* – ступень; *5* – колеса; *6* – нагнетательный  
 трубопровод; *7* – уплотнение

Большинство центробежных компрессоров оснащаются системами охлаждения сжимаемого газа. Простейшим методом охлаждения является впрыскивание жидкости в сжимаемый газ. В многоступенчатых компрессорах применяются промежуточные холодильники для охлаждения сжатого газа на пути его перехода (перетекания) от одной ступени сжатия к другой.

Машиностроительными заводами РФ и стран СНГ выпускаются центробежные компрессоры унифицированного ряда. Эти компрессоры имеют нормализованные корпуса, редукторы и вспомогательную аппаратуру. Всего выпускается пять базовых моделей, каждой из которых соответствует определенный диаметр рабочих колес первичной ступени (240, 300, 380, 480, 600 мм). Зарубежные производители поставляют на рынок РФ более 100 типоразмеров центробежных компрессоров, подробные характеристики которых приводятся в каталогах.

Наиболее широко центробежные компрессоры используются в ГТС на головных и линейных компрессорных станциях.

Головные компрессорные станции размещаются непосредственно возле газового месторождения. На них поступает товарный газ, уже

прошедший промысловую установку комплексной подготовки, где осуществляется его очистка от механических примесей и капельной влаги, осушка, очистка от сероводорода и т.д. Характерной особенностью головной компрессорной станции является высокая степень сжатия газа, под которой понимают отношение давления его нагнетания к давлению всасывания станции.

Линейные компрессорные станции размещаются, как правило, через каждые 100–150 км трубопровода. Степень сжатия современных линейных компрессорных станций составляет около 1,34, что соответствует давлению всасывания  $P_{вх} = 5,6$  МПа и давлению нагнетания  $P_{наг} = 7,5$  МПа. Исключения составляют линейные компрессорные станции газопроводов, построенных до 1980 г., а также береговые компрессорные станции, где давление нагнетания достигает 19,6 МПа.

Дожимные компрессорные станции устанавливаются на подземных хранилищах газа (ПХГ). Они служат для закачки газа из магистрального газопровода в ПХГ, а также для отбора газа из ПХГ для закачки в магистральный трубопровод или непосредственной подачи потребителям. Отличительной особенностью дожимных компрессорных станций является высокая степень сжатия – от 2 до 4.

Осевые компрессоры (рис. 2.2) по принципу работы аналогичны осевым насосам и вентиляторам. Основные отличия компрессоров связаны с применением существенно больших окружных скоростей и большого числа ступеней:  $v = 200 \dots 300$  м/с – для осевых компрессоров стационарных установок и до 400 м/с – для транспортных осевых компрессоров (для сравнения, скорость воздушного потока, создаваемого осевым вентилятором,  $v < 100$  м/с). Большие окружные скорости вынуждают предъявлять особые требования к прочности лопаток, рабочих колес и направляющих аппаратов, что сказывается на конструкции машины.

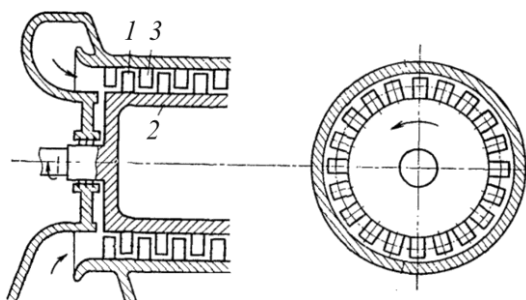


Рис. 2.2. Схема входной части осевого компрессора

Осевые компрессоры предназначены для сжатия любых газов. Они получили широкое распространение в энергомашиностроении благодаря высокой быстроходности, большей компактности и КПД по сравнению с центробежными компрессорами.

Осевые компрессоры являются многоступенчатыми машинами, принцип работы которых состоит в следующем. Лопатки 1 (см. рис. 2.2) рабочего колеса 2 образуют поверхность, которая, взаимодействуя во время вращения рабочего колеса с окружающим газом, перемещает его в направлении действия подъемной силы. Двигаясь поступательно, газ одновременно с колесом участвует и во вращательном движении. Для устранения вращательного движения газ проходит через направляющий аппарат, снабженный лопатками 3, после чего поступает в следующую ступень или отводится в напорный патрубок. Часто перед поступлением в первую ступень потоку газа сообщают предварительную подкрутку с помощью лопаток и направляющего аппарата, установленного перед рабочим колесом.

Степень сжатия в одной ступени осевого компрессора обычно невелика и составляет 1,15–1,35. Поэтому для получения высокого давления компрессор имеет большое число ступеней (обычно 8–10, в некоторых случаях до 20).

Для работы в силовых и энергетических установках осевые компрессоры применяются, как правило, в соединении с газовыми турбинами (рис. 2.3). В этом случае мощность газовой турбины 5 расходует­ся частично на привод компрессора 1, питающего воздухом камеру сгорания 4, а частично передается на вал электрогенератора 3.

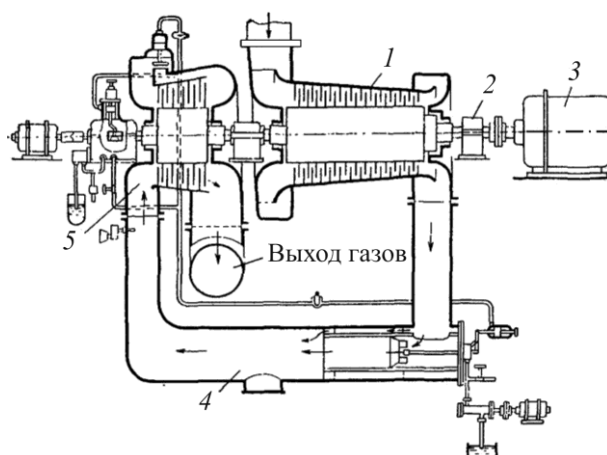


Рис. 2.3. Схема установки осевого компрессора с газовой турбиной

Сжатый осевым компрессором *1* воздух подается в камеру сгорания *4*, где смешивается с топливным газом и воспламеняется. Смесь горячих газов и воздуха из камеры *4* поступает в газовую турбину *5*. Вращающий момент вала турбины *5* приводит компрессор *1* и через редуктор *2* передается на вал электрогенератора *3*.

### 2.1.2. Роторные объемные компрессоры

Роторные компрессоры относятся к классу объёмных компрессоров вследствие того, что в них сжатие газов происходит в замкнутом объёме при его уменьшении. У роторных компрессоров отсутствуют детали, совершающие возвратно-поступательные движения. К роторным нагнетателям относятся роторно-пластинчатые, жидкостно-кольцевые, винтовые компрессоры и компрессоры типа Рутс.

Роторно-пластинчатые компрессоры (рис. 2.4, *a*) могут быть одно- и двухступенчатыми. Создаваемое ими конечное давление сжимаемого газа невелико (обычно до 1,7 МПа).

Роторно-пластинчатый компрессор состоит из ротора *2*, эксцентрично расположенного в корпусе *1* таким образом, что между ними образуется серповидное пространство. В теле ротора по всей его длине сделаны радиальные или наклонные в сторону вращения пазы *3*, в которые свободно вставляются стальные пластинки *4* толщиной 1–3 мм. При вращении ротора *2* пластинки *4* под действием центробежной силы выходят из пазов *3* и плотно прижимаются к внутренней цилиндрической поверхности корпуса *1*. Пластины делят серповидное пространство на замкнутые ячейки *5*, объёмы которых в направлении вращения с одной стороны расширяются, а с другой – уменьшаются. Газ, входящий по всасывающему патрубку *7* в расширившиеся ячейки, сжимается при вращении ротора и вытесняется в нагнетательный газопровод *6*. Отношение объёма ячейки *5* в момент ее полного расширения к объёму в начале всасывания (после расширения остатка) определяет степень сжатия газа, которая на практике обычно равна 3–4.

Основным преимуществом роторно-пластинчатых компрессоров является непрерывность подачи и отсутствие ее пульсаций. В данных компрессорах отсутствует осевая нагрузка, поэтому износ торцевых поверхностей ротора минимален. Их нередко используют для создания разряжения.

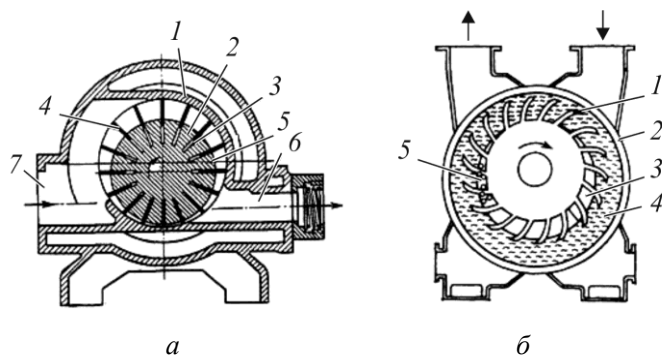


Рис. 2.4. Роторно-пластинчатый (а) и жидкостно-кольцевой (б) компрессоры

Основной недостаток роторно-пластинчатого компрессора при работе компрессора пластины трутся о стенки статора, вследствие чего выделяется значительное количество тепла. С целью минимизации данного негативного эффекта во всасывающие трубопроводы роторно-пластинчатых компрессоров зачастую подают жидкие смазочные материалы, а корпуса выполняют с «рубашкой охлаждения», в которой циркулирует теплоноситель, как правило вода.

Ресурс пластин составляет не менее 50 тыс. ч с одной рабочей стороны. После установки тех же пластин второй рабочей стороной наружу они могут проработать еще столько же, обеспечив общий эксплуатационный ресурс роторно-пластинчатому компрессору до 100 тыс. ч.

Жидкостно-кольцевые компрессоры (рис. 2.4, б) применяют для откачивания газа и создания вакуума. Такой компрессор состоит из цилиндрического корпуса 2, в котором, как и в роторно-пластинчатом компрессоре, эксцентрически расположен ротор 1, имеющий рабочее колесо с лопатками. В корпус заливают жидкость 4 (чаще всего воду), которая при вращении ротора отбрасывается за счет центробежной силы к стенкам корпуса, образуя жидкостное кольцо. В центральной части корпуса вследствие наличия эксцентриситета ротора формируется рабочее пространство серповидной формы 3, освобожденное от воды и разделенное на камеры 5 переменного объема. Принцип действия роторно-пластинчатого и жидкостно-кольцевого компрессора одинаков.

Винтовым называется компрессор, понижение давления в котором достигается за счет вращения двух винтов (роторов). По конструкции такие устройства принадлежат к ротационному компрессорному

оборудованию. Впервые винтовая модель была запатентована в 1934 г. Основными достоинствами винтовых компрессоров является относительно небольшая масса и компактные габариты, надежность, способность функционировать в автономном режиме, экономичность в плане потребления электроэнергии и затрат на обслуживание. Невысокий уровень вибрации позволяет монтировать такие системы без обустройства специального фундамента, как в случае с поршневыми аналогами. Такие устройства могут подавать воздух, сжатый до 1,5 МПа, и обладать производительностью 1–100 м<sup>3</sup>/мин.

Корпус винтового компрессора 1 имеет один вертикальный разъем (рис. 2.5). В цилиндрических расточках корпуса находятся роторы (винты) ведущий 2 и ведомый 3. В качестве опорных подшипников 4 применены подшипники скольжения. Осевое усилие ротора воспринимает упорный подшипник 5. Шестерни 6 и 7, закрепленные на валах ведущего и ведомого винтов, синхронизируют их вращение.

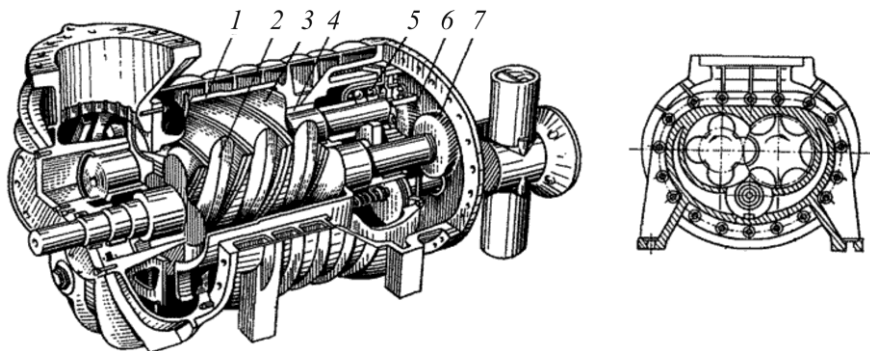


Рис. 2.5. Винтовой компрессор

Роторы компрессоров стальные цельнокованные, зазор между роторами меньше 1 мм, торцевой зазор со стороны нагнетания составляет 0,1 мм, со стороны всасывания – 0,5 мм; зазор между ротором и цилиндрической частью корпуса – 0,25 мм. Благодаря специальному профилю нарезки винтов (роторов) обеспечивается полное разобщение всасывающей и напорной полостей.

По способу охлаждения винтовые компрессоры могут быть маслonaполненными и сухого сжатия. В маслonaполненных компрессорах охлаждение газа осуществляется путем впрыскивания в рабочие полости роторов масла или другой охлаждающей жидкости, что не всегда

допустимо. В компрессорах сухого сжатия для охлаждения сжимаемого газа в корпусе предусматриваются водяные рубашки.

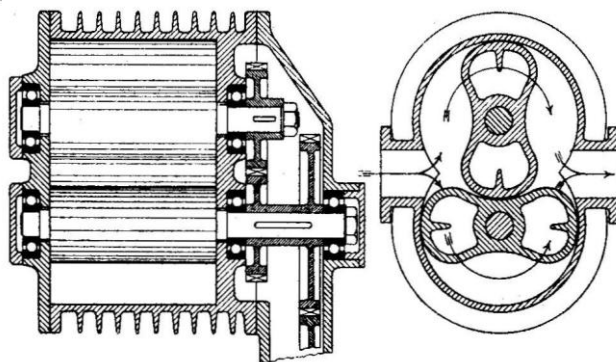


Рис. 2.6. Роторный компрессор типа «Рутс»

Роторные компрессоры типа «Рутс» (рис. 2.6) имеют два одинаковых ротора, расположенных параллельно. Ротор, соединенный с электродвигателем, приводит во вращение второй ротор посредством зубчатой передачи. Роторы, выполненные в виде восьмерок (иногда «трилистников»), при вращении огибают друг друга с весьма малыми зазорами. Двухроторные компрессоры типа «Рутс» создают избыточное давление 20–30 кПа. Частота вращения ротора 200–230 об/мин.

### 2.1.3. Поршневые компрессоры

#### 2.1.3.1. Конструктивные схемы поршневых компрессоров

В поршневых компрессорах газ сжимается в замкнутом пространстве (цилиндре) в результате возвратно-поступательного движения поршня.

Поршневые компрессоры (рис. 2.7) классифицируют по следующим признакам:

- по числу ступеней сжатия (одно-, двух-, многоступенчатые и дифференциального действия);
- по кратности подачи (одинарного и двойного действия);
- по числу цилиндров (одно-, двух- и многоцилиндровые);
- по расположению осей цилиндров (горизонтальные, вертикальные, угловые).



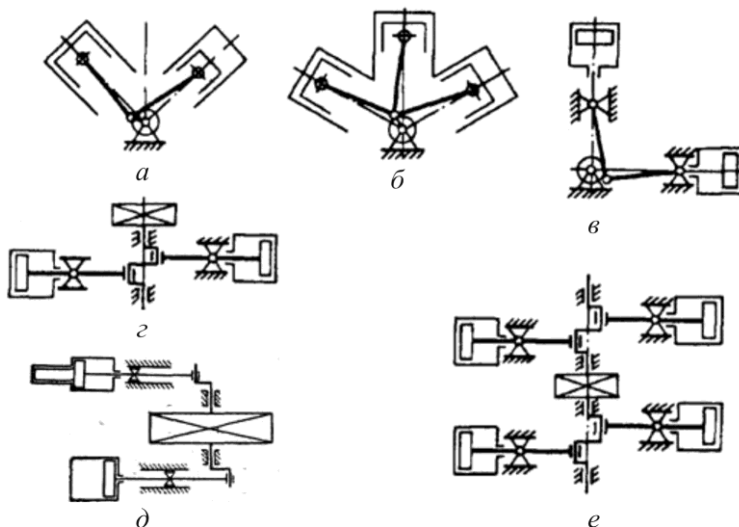


Рис. 2.7. Схемы поршневых компрессоров:

- a* – двухцилиндровый, двухступенчатый V-образный; *б* – трехцилиндровый двухступенчатый W-образный; *в* – двухцилиндровый, двухступенчатый угловой; *г* – двухцилиндровый, двухступенчатый оппозитный; *д* – двухцилиндровый, двухступенчатый с односторонним расположением цилиндров; *е* – четырехцилиндровый, двухступенчатый оппозитный

Горизонтальные поршневые компрессоры выпускаются главным образом средней и большой производительности. В зависимости от положения цилиндров по отношению к оси вала горизонтальные компрессоры могут быть односторонними (цилиндры расположены по одну сторону вала) и оппозитными (цилиндры расположены по обе стороны вала).

В зависимости от механизма движения разработаны типизированные базы компрессоров, которые характеризуются следующими основными параметрами: максимальная поршневая сила, ход поршня и частота вращения вала. До конца 1950-х гг. в СССР изготавливали преимущественно горизонтальные компрессоры с односторонним расположением цилиндра. Основным их недостатком является неуравновешенность сил инерции, приводящая к малой частоте вращения вала. Компрессоры данного типа отличаются значительными габаритами и большой массой.

Конструкции отечественных компрессоров на основе оппозитных баз (рис. 2.8) были разработаны в 1960-е гг. в институте ЛенНИИХимМаш. Основным достоинством данного типа компрессоров является взаимно-противоположное движение поршней. Поскольку цилиндры оппозитного компрессора расположены по обе стороны вала, при вращении вала

поршни движутся либо навстречу друг другу, либо одновременно расходятся от коренного вала. Таким образом, возникающие инерционные силы уравниваются, что позволяет увеличить частоту вращения вала оппозитных компрессоров в 2–2,5 раза по сравнению с компрессорами с односторонним расположением цилиндров. Кроме того, при сопоставимых производительности и давлении оппозитные компрессоры имеют меньшую массу и габариты. Оппозитные базы рассчитаны на поршневые силы в пределах 10–2000 кН.

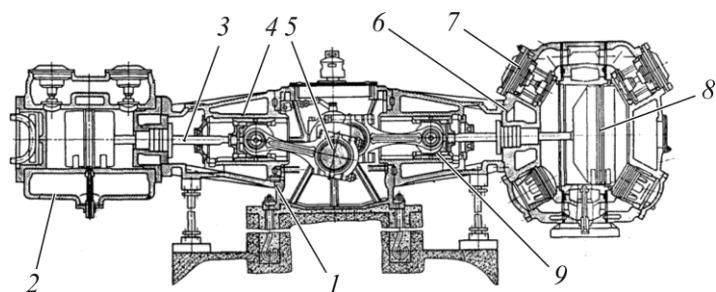


Рис. 2.8. Продольный разрез оппозитного компрессора 4М10-100/8:  
 1 – фундаментная рама; 2 – цилиндр второй ступени; 3 – шток;  
 4 – направляющая втулка кресткопфа; 5 – коленчатый вал; 6 – цилиндр  
 первой ступени; 7 – клапан; 8 – поршень; 9 – кресткопф

Угловые поршневые компрессоры (рис. 2.9) получили значительное распространение благодаря ряду преимуществ перед горизонтальными и вертикальными машинами. Они уравновешены, компактны и имеют меньшую массу, поэтому для их установки требуется менее массивный фундамент.

В зависимости от расположения цилиндров по отношению к оси вала угловые компрессоры могут быть прямоугольными, V-образными и W-образными. Компрессоры двух последних типов выпускаются, как правило, малой производительности, для компримирования воздуха.

Основными группами деталей поршневого компрессора являются цилиндровая группа, группа механизма движения и группа вспомогательного оборудования. В цилиндровую группу входят узлы цилиндра, поршня и уплотнения. В группу механизма движения входят картер, коренной вал, кресткопфы, шатуны. В группу вспомогательного оборудования входят узел смазки, фильтры, холодильники, масловлагодетели, ресиверы, системы регулирования и защиты.

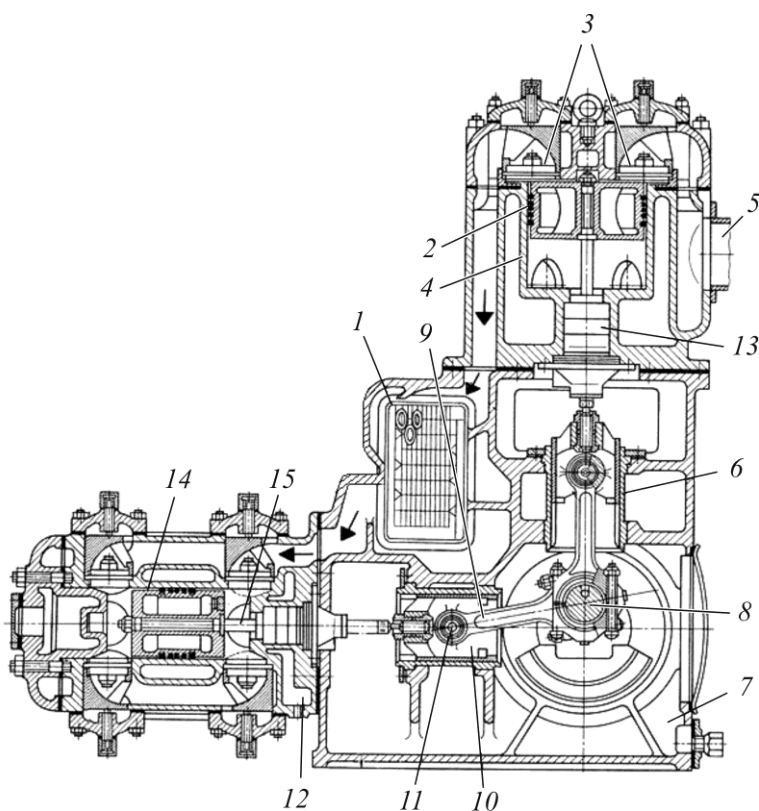


Рис. 2.9. Прямоугольный двухступенчатый поршневой крейцкопфный компрессор: 1 – межступенчатый охладитель газа; 2 – поршень; 3 – клапаны первой ступени; 4 – цилиндр первой ступени; 5 – всасывающий патрубок; 6 – направляющая крейцкопфа; 7 – станина-картер; 8 – коленчатый вал; 9 – шатун; 10 – крейцкопф; 11 – палец крейцкопфа; 12 – нагнетательный патрубок; 13 – уплотнение штока; 14 – поршень второй ступени; 15 – шток

Отличительной особенностью поршневых компрессорных установок является высокая степень сжатия – от 2 до 4. К преимуществам машин данного типа следует также отнести ремонтпригодность, простоту изготовления и сравнительно невысокую стоимость.

Недостатками поршневых компрессоров является малая производительность, значительные габариты, наличие трущихся деталей (цилиндропоршневых пар) и клапанов. При работе поршневых компрессоров наблюдается пульсация подачи, что обуславливает необходимость установки специальных компенсаторов (ресиверов).

### 2.1.3.2. Индикаторные диаграммы идеальных и действительных поршневых компрессоров

График изменения давления газа в рабочей полости цилиндра компрессора в зависимости от положения поршня или от объема рабочей полости называют индикаторной диаграммой компрессора.

Различают два вида индикаторных диаграмм поршневого компрессора: свернутую и развернутую. Первая – это график изменения давления внутри цилиндра в зависимости от положения поршня, т.е. текущего объема рабочей полости цилиндра (рис. 2.10, *а*). Вторая – графическое изображение изменения давления газа в рабочей полости цилиндра в зависимости от угла поворота коленчатого вала (рис. 2.10, *б*). За начальный момент угла поворота коленчатого вала принимают положение кривошипа, соответствующее положению поршня в верхней мертвой точке (ВМТ). Развернутая индикаторная диаграмма может быть перестроена в свернутую, и наоборот.

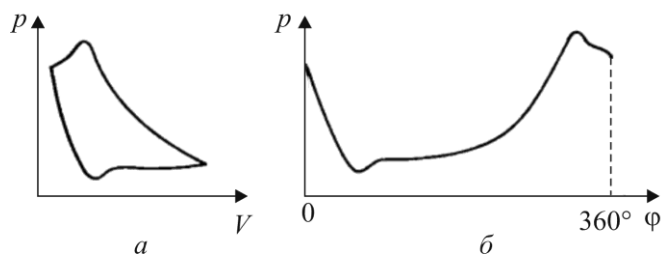


Рис. 2.10. Виды индикаторных диаграмм поршневого компрессора:  
*а* – свернутая диаграмма; *б* – развернутая диаграмма

Большее распространение получила свернутая индикаторная диаграмма, так как площадь диаграммы, построенной в координатах  $P - V$ , пропорциональна работе.

В технической литературе рассмотрение основных закономерностей физических процессов, протекающих при сжатии газа в ступенях поршневых компрессоров, осуществляют с использованием упрощенной модели – так называемого идеального компрессора.

Для идеального поршневого компрессора вводят следующие допущения.

1. Мертвый объем отсутствует, т.е. весь газ выталкивается из цилиндра во время хода нагнетания.
2. Неплотности в рабочей полости цилиндра отсутствуют.

3. Тепловая инерция стенок цилиндра отсутствует и не влияет на термодинамический процесс сжатия.

4. Параметры газа в цилиндре остаются постоянными на всем протяжении процессов всасывания и нагнетания.

5. Отсутствует трение в механических узлах компрессора.

В цилиндре идеального компрессора (рис. 2.11) протекают три процесса: всасывание ( $4'-1'$ ), сжатие ( $1'-2'$ ) и нагнетание ( $2'-3'$ ).

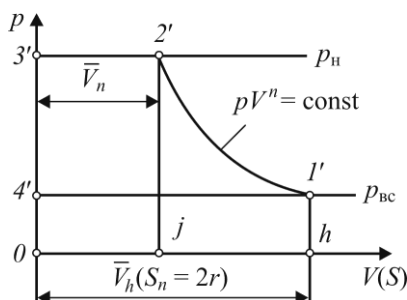


Рис. 2.11. Индикаторная диаграмма идеального одноступенчатого поршневого компрессора

Во время всасывания газ перемещается из полости всасывающего патрубка в рабочую полость цилиндра. Процесс всасывания начинается в точке  $4'$  и характеризуется линией, параллельной оси абсцисс; протекает при постоянном давлении ( $p_{вс} = \text{const}$ ) и температуре ( $T_{вс} = \text{const}$ ).

Во время сжатия всасывающий и нагнетательный клапаны закрыты, и при уменьшении замкнутого объема полости цилиндра происходит повышение давления газа, находящегося в рабочей полости. Закачивается процесс сжатия в точке  $2'$ , когда давление достигает значения  $p_n$  и открывается нагнетательный клапан.

Нагнетание — перемещение газа из рабочей полости цилиндра в нагнетательный патрубок — осуществляется при постоянном давлении  $p_n = \text{const}$ .

Площадь фигуры, ограниченной линиями  $1'-2'-3'-4'$ , представляет собой работу, которую осуществляет компрессор при одном полном ходе поршня. Эту работу можно представить в виде суммы трех составляющих:

- работа всасывания газа пропорциональна площади  $4'-1'-h-0$ ;
- работа сжатия газа пропорциональна площади  $h-j-2'-1'$ ;
- работа нагнетания газа пропорциональна площади  $2'-3'-0-j$ .

Необходимо помнить, что работа всасывания противоположна по знаку работе сжатия и нагнетания. Работу, сопровождающуюся уменьшением объёма газа, в теории компрессорных машин считают положительной, а работу, сопровождающуюся увеличением объёма, – отрицательной.

Работа всасывания газа, Дж,

$$A_{\text{вс}} = -p_{\text{вс}} F_{\text{п}} S_{\text{п}} = -p_{\text{вс}} V_{1'}, \quad (2.1)$$

где  $p_{\text{вс}}$  – давление, при котором осуществляется всасывание газа, Па;  $F_{\text{п}}$  – площадь поперечного сечения поршня компрессора, м<sup>2</sup>;  $S_{\text{п}}$  – величина хода поршня при осуществлении всасывания газа, м;  $V_{1'}$  – объём некомпимированного газа в цилиндре идеального компрессора, м<sup>3</sup>.

Работа нагнетания газа, Дж,

$$A_{\text{н}} = p_{\text{н}} F_{\text{п}} S_{\text{п}} = p_{\text{н}} V_{2'}, \quad (2.2)$$

где  $p_{\text{н}}$  – давление, при котором осуществляется нагнетание газа, Па;  $S_{\text{п}}$  – величина хода поршня при осуществлении нагнетания газа, м;  $V_{2'}$  – объём компримированного газа в цилиндре идеального компрессора, м<sup>3</sup>.

Полная работа в процессе сжатия, Дж,

$$A_{\text{сж}} = \int_{V_{1'}}^{V_{2'}} p dV. \quad (2.3)$$

Таким образом, работа, потребляемая идеальным одноступенчатым компрессором при одном ходе поршня, определяется по формуле

$$A_{\text{к}} = A_{\text{вс}} + A_{\text{н}} + A_{\text{сж}} = -p_{\text{вс}} V_{1'} + p_{\text{н}} V_{2'} + \int_{V_{1'}}^{V_{2'}} p dV. \quad (2.4)$$

Действительный (реальный) компрессор во многом отличается от идеальной модели. В действительном компрессоре одновременно протекают разнообразные тепловые и газодинамические процессы, оказывающие влияние на производительность и мощность. Работа действительного компрессора характеризуется наличием следующих факторов:

1. Наличие мертвого объёма в цилиндрах компрессора.
2. Подогрев газа при всасывании и тепловая инерция деталей компрессора.

3. Наличие сопротивлений потоку газа при движении через клапаны и трубопроводы.
4. Пульсация давления в периоды всасывания и нагнетания газа.
5. Наличие механического трения в деталях компрессора.
6. Неплотности рабочих полостей цилиндров и наличие утечек газа.
7. Реальность сжимаемого газа.

Индикаторная диаграмма действительного поршневого компрессора и диаграммы движения всасывающего и нагнетательных клапанов представлены на рис. 2.12. Данная диаграмма характерна для тихоходного компрессора, когда пульсации давления в полости всасывания незначительны и есть возможность правильной настройки клапанов.

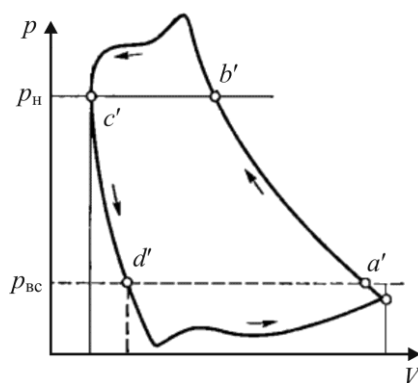


Рис. 2.12. Индикаторная диаграмма действительного компрессора

Идеально настроенный клапан должен закрываться в момент изменения знака перепада давления в клапане, т.е. в точке  $a'$  для всасывающего и в точке  $c'$  для нагнетательного клапана, чтобы препятствовать обратному потоку газов. Таким образом, идеально настроенный всасывающий клапан открывается в точке  $d'$  и закрывается в точке  $a'$ ; идеально настроенный нагнетательный клапан открывается в точке  $b'$  и закрывается в точке  $c'$ . В действительности идеально настроить клапаны не удастся. Поэтому, как правило, открытие и закрытие клапанов происходит с некоторым запаздыванием.

Процесс всасывания (см. рис. 2.12, участок  $d'–a'$ ) начинается в момент открытия всасывающего клапана и заканчивается в момент его закрытия. Этот процесс протекает с переменным количеством рабочего тела и при переменных давлении и температуре газа в цилинд-

ре. Непостоянство давления газа в цилиндре обусловлено тем, что сопротивления в клапанах изменяются в зависимости от хода поршня, поскольку изменяется скорость поршня и площадь проходного сечения в процессах подъема и опускания пластины клапана. Температура всасываемого газа повышается вследствие нагрева о горячие стенки цилиндрической полости и клапана, а также вследствие превращения в теплоту энергии газа, затрачиваемой на проталкивание его через клапан.

Процесс сжатия (см. рис. 2.12, участок  $a'-b'$ ) начинается с момента закрытия всасывающего клапана и заканчивается в момент открытия нагнетательного клапана. Давление газа в цилиндре в момент открытия нагнетательного клапана больше, чем давление  $p_n$ , так как необходим перепад давления для открытия нагнетательных клапанов (для преодоления сил инерции пластины клапана, действия пружины и прилипания клапана к седлу). При сжатии газа его температура повышается. Если в начальный период сжатия температура газа ниже температуры стенок камеры цилиндра и процесс сжатия газа осуществляется с подводом тепла (показатель политропы сжатия больше показателя адиабаты), то в конце цикла сжатия температура газа увеличивается и процесс сжатия осуществляется с отводом теплоты (характеризуется политропой с показателем, меньшим показателя адиабаты).

Процесс нагнетания (см. рис. 2.12, участок  $b'-c'$ ) начинается с момента открытия нагнетательных клапанов и заканчивается в момент их закрытия. Давление газа в цилиндре в процессе нагнетания вследствие потерь в клапанах выше, чем в стандартной точке нагнетания, и непостоянно. Вследствие выталкивания сжатого газа масса газа в рабочей полости цилиндра изменяется.

Процесс обратного расширения (см. рис. 2.12, участок  $c'-d'$ ) начинается в момент закрытия нагнетательного клапана и, аналогично процессу сжатия, протекает с переменным показателем политропы. В начале расширения процесс проходит при отводе теплоты от газа, в конце – с подводом теплоты. Неплотности рабочей полости цилиндра обуславливают переменное количество газа в течение процесса. Процесс обратного расширения происходит с увеличением объема; при этом газ, воздействуя на поршень, совершает работу, которая передается обратно коленчатому валу. Работа, затраченная на сжатие газа, оставшегося в мертвом пространстве, возвращается назад в процессе обратного расширения с потерями, обусловленными необратимостью процесса.



Производительность действительного одноступенчатого компрессора меньше производительности идеального компрессора и определяется коэффициентом подачи

$$\lambda = \frac{Q_e}{Q_h} = \lambda_o \lambda_{др} \lambda_T \lambda_{пл} \lambda_{вл}, \quad (2.5)$$

где  $Q_e$  – подача действительного компрессора, м<sup>3</sup>/мин;  $Q_h$  – подача идеального компрессора, м<sup>3</sup>/мин;  $\lambda_o$  – объёмный коэффициент, учитывающий уменьшение подачи действительного компрессора вследствие расширения газа, остающегося после нагнетания в мертвом пространстве;  $\lambda_{др}$  – коэффициент дросселирования, учитывающий уменьшение производительности действительного компрессора вследствие падения давления при протекании газа через всасывающие клапаны;  $\lambda_T$  – коэффициент подогрева, учитывающий уменьшение подачи действительного компрессора вследствие увеличения температуры газа в цилиндре;  $\lambda_{пл}$  – коэффициент плотности, учитывающий уменьшение производительности действительного компрессора из-за неплотностей рабочей полости цилиндра;  $\lambda_{вл}$  – коэффициент влажности, учитывающий уменьшение подачи вследствие наличия водяных паров во всасываемом газе.

### ***2.1.3.3. Многоступенчатое сжатие***

В различных отраслях промышленности, особенно в нефтехимической, используют сжатие газа до очень высоких давлений. Так, при синтезе аммиака требуется сжатие газа до 32–70 МПа, а при производстве полиэтилена – до 350 МПа. Поэтому большое распространение в промышленности получили многоступенчатые компрессоры. Сжатие газа в многоступенчатом компрессоре совершается в последовательно расположенных цилиндрах – ступенях компрессора.

При переходе из одной ступени сжатия в другую газ охлаждается. Различают полное и неполное межступенчатое охлаждение. При полном межступенчатом охлаждении температура всасываемого газа во всех ступенях одинакова. При неполном межступенчатом охлаждении всасываемый каждой последующей ступенью газ имеет температуру более высокую, чем газ, всасываемый в первую ступень. Разность температур всасывания в ступень высокого давления и в первую ступень называется недоохлаждением.

Для многоступенчатых компрессоров различают относительное повышение давления  $\varepsilon_k$  компрессора и относительное повышение давления  $\varepsilon_{ст.i}$  в ступенях

$$\varepsilon_k = \frac{p_{кн}}{p_{квс}}, \quad (2.6)$$

$$\varepsilon_{ст.i} = \frac{p_{ст.i.н}}{p_{ст.i.вс}}, \quad (2.7)$$

где  $p_{кн}$  и  $p_{квс}$  – давление газа в нагнетательном и всасывающем трубопроводе соответственно, Па;  $p_{ст.i.н}$  и  $p_{ст.i.вс}$  – давление газа на выходе и входе  $i$ -й ступени компрессора соответственно, Па.

Сущность многоступенчатого сжатия может быть пояснена по индикаторной диаграмме идеального двухступенчатого поршневого компрессора (рис. 2.13). В первой ступени газ сжимается по политропе 1–2 до давления  $p_{ст.1.н}$ , после чего поступает в промежуточный межступенчатый охладитель. Процесс охлаждения газа 2–3 в охладителе идеального поршневого компрессора считают изобарным.

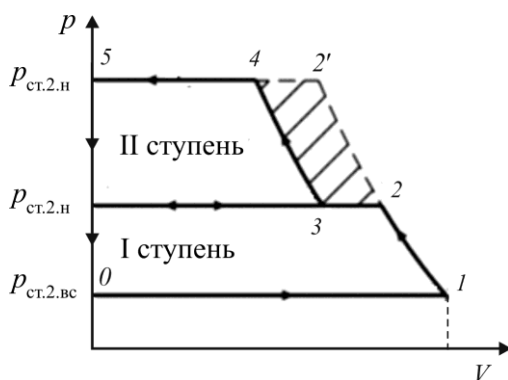


Рис. 2.13. Индикаторная диаграмма идеального двухступенчатого поршневого компрессора

После охладителя газ поступает во вторую ступень, где сжимается по политропе 3–4 до давления  $p_{ст.2.н}$ . Работа, затраченная на компримирование газа, пропорциональна площади фигуры, ограниченной точками 0–1–2–3–4–5.

Если бы сжатие газа осуществлялось в идеальном поршневом одноступенчатом компрессоре, то затраченная работа была бы

больше на величину, пропорциональную площади заштрихованной фигуры 2–3–4–2'.

Широкое распространение многоступенчатых компрессоров обусловлено следующими причинами.

1. Величина относительного повышения давления газа в одноступенчатом компрессоре  $\epsilon_k$  ограничена условиями безопасной работы, так как при высоких  $\epsilon_k$  в одной ступени возникают высокие температуры в конце сжатия, что обуславливает опасность разложения смазочных масел и даже их воспламенения. Следовательно, чтобы получить газ высокого давления, рационально его сжимать в нескольких ступенях, работающих при допустимых значениях  $\epsilon_{ст}$ , причем после каждой ступени сжатия газ необходимо охлаждать.

2. При многоступенчатом сжатии затраты энергии на сжатие и перемещение газа в многоступенчатом компрессоре ниже, чем в одноступенчатом.

3. В многоступенчатом компрессоре сумма сил, с которыми газ действует на поршни, меньше, чем в одноступенчатом компрессоре. Более высокие давления газа достигаются в ступенях, площади поршня в которых с каждой ступенью уменьшаются. Кроме того, оппозитное или угловое расположение цилиндров позволяет уравновесить нагрузки на приводном валу компрессора.

4. Увеличение объёмного коэффициента компрессора при многоступенчатом сжатии. Как известно, объёмный коэффициент, а следовательно, и производительность компрессора, уменьшаются с увеличением относительного повышения давления  $\epsilon_k$ . Целесообразным считается применять компрессор, если значение его коэффициента подачи  $\lambda > 0,7$ . Поэтому при необходимости получения высоких значений  $\lambda$  и  $\lambda_0$  следует переходить к многоступенчатому сжатию. Увеличение объёмного коэффициента  $\lambda_0$  при переходе к многоступенчатому сжатию позволяет уменьшить размеры цилиндра первой ступени, а следовательно, и всего компрессора.

5. Возможность обеспечения максимального значения КПД компрессора при рационально подобранном значении относительного повышения давления  $\epsilon_{ст}$  в каждой ступени.

## 2.2. ПНЕВМОЦИЛИНДРЫ

Пневматические цилиндры (пневмоцилиндры) характеризуются разнообразием конструкций и широким диапазоном основных параметров: диаметр поршня 2,5–320 мм; рабочий ход 1–2000 мм (в бесштоковых конструкциях до 10 м); развиваемое усилие 2–50 000 Н; скорость движения выходного звена 0,02–1,5 м/с. Пневмоцилиндры различаются также по таким показателям, как значения допустимых давления и нагрузки, наличие или отсутствие специальных элементов конструкции. Разработаны и выпускаются пневмоцилиндры для особых условий эксплуатации: с увеличенной коррозионной стойкостью; жаропрочные – для работы в условиях высокой температуры (200 °С и выше); для работы в системах с давлением рабочей среды до 2 МПа; с усиленным штоком – для большей устойчивости; с повышенной защитой от агрессивных сред (применение пластиковых покрытий и специальных сталей) и др. По функциональным возможностям пневмоцилиндры подразделяют на два базовых типа:

– пневмоцилиндры одностороннего действия – подача сжатого воздуха в них осуществляется для выполнения рабочего хода в одном направлении;

– пневмоцилиндры двухстороннего действия – полезная работа совершается ими как при прямом, так и при обратном ходе поршня.

Пневмоцилиндры одностороннего действия применяют в выталкивателях и отсекателях, в тормозных, зажимных, маркировочных и других подобных устройствах. Рабочий ход в таких пневмоцилиндрах осуществляется под действием сжатого воздуха, а в исходную позицию выходное звено возвращается встроенной пружиной либо от внешней нагрузки (рис. 2.14, в).

В рассматриваемой конструкции гильза пневмоцилиндра 5 (цилиндрический корпус) с обеих сторон закрыта крышками 1 и 8, причем в задней крышке 1 выполнено отверстие для подвода сжатого воздуха, а передняя крышка 8 имеет декомпрессионное отверстие с вмонтированным фильтроэлементом 7. Поршень 2 делит внутреннее пространство гильзы на две полости: штоковую, в которой находится жестко связанный с ним шток 4, и поршневую. Полости разграничены герметичным уплотнением 3 (например, манжетой), расположенным в кольцевой проточке на наружной цилиндрической поверхности порш-

ня. Передняя (проходная) крышка 8 снабжена направляющей втулкой 9, которая является опорой скольжения штока, передающего усилие от поршня на внешний объект. Возвратная пружина 6 смонтирована внутри цилиндра и охватывает шток. Рабочий ход пневмоцилиндра (полезная работа) выполняется при подаче сжатого воздуха в поршневую полость; обратный ход осуществляется под действием встроенной пружины, что обуславливает меньшее потребление воздуха по сравнению с пневмоцилиндрами двухстороннего действия аналогичных размеров. Кроме того, пневмоцилиндры одностороннего действия несколько проще по конструктивному исполнению, так как в них не требуется полная герметизация штоковой полости, постоянно связанной с атмосферой, а отсутствие дополнительных уплотнений снижает потери на трение.

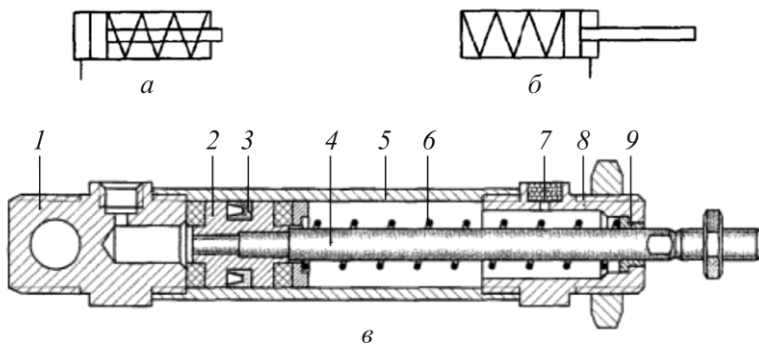


Рис. 2.14. Пневмоцилиндр одностороннего действия:  
 1 – крышка; 2 – поршень; 3 – уплотнение; 4 – шток; 5 – гильза пневмоцилиндра; 6 – возвратная пружина; 7 – фильтроэлемент;  
 8 – передняя крышка; 9 – направляющая втулка

На рис. 2.14, *а* показано условное графическое обозначение пневмоцилиндра одностороннего действия, в котором рабочий ход осуществляется при выдвигании штока, а на рис. 2.14, *б* – при его втягивании.

Область применения пневмоцилиндров одностороннего действия ограничена недостатками, присущими данной конструкции: рабочее усилие снижено вследствие противодействия пружины (примерно на 10 %); малое усилие при обратном ходе (10 % от рабочего); ограниченное перемещение штока (максимум 100 мм); увеличенные продольные габариты (прибавляется длина сжатой пружины). Таким образом, пневмоцилиндры одностороннего действия широко применяют в тех случаях, когда требуется передача усилия только в одном направлении,

а возврат происходит беспрепятственно (при отсутствии противодействующей нагрузки), а также тогда, когда из соображений безопасности необходимо обеспечивать исходное положение штока при отключении питания (падении давления сжатого воздуха в пневмосети).

Пневмоцилиндры двухстороннего действия применяют в тех случаях, когда требуется передавать рабочее усилие при линейных перемещениях в обоих направлениях, например при транспортировании, подъеме и опускании бурового става и других технологических операциях. Принципиальное отличие пневмоцилиндров двухстороннего действия (рис. 2.15) от рассмотренных выше пневмоцилиндров одностороннего действия заключается в том, что в них как прямой, так и обратный ходы поршня осуществляются под действием сжатого воздуха при попеременной его подаче в одну из полостей, в то время как другая соединена с атмосферой.

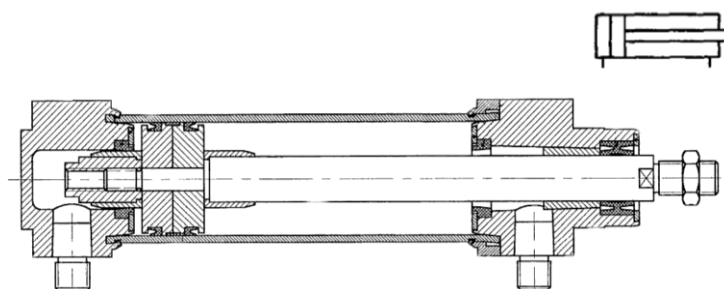


Рис. 2.15. Пневмоцилиндр двухстороннего действия

Очевидно, что перемещение штока в любом направлении является рабочим и может осуществляться под нагрузкой. При обратном ходе поршня штоковая полость находится под избыточным давлением, что связано с необходимостью установки дополнительных уплотнений на поршне и в передней крышке для предотвращения утечек сжатого воздуха по штоку. Таким образом, в поршневых пневмоцилиндрах одностороннего и двухстороннего действия практически все элементы, а также способы их крепления одинаковы. Конструктивное исполнение пневмоцилиндров может быть различным в зависимости от их типоразмера и области применения. Так, наиболее распространенным способом крепления корпусных деталей пневмоцилиндров с диаметром поршня до 25 мм (редко – до 63 мм) является завальцовка гильзы в крышках. Очевидная простота конструкции, обусловлен-

ная отсутствием крепежных элементов, оборачивается существенным недостатком – пневмоцилиндры не подлежат ремонту.

Одним из неоспоримых преимуществ пневмоцилиндров является высокая – до 1,5 м/с (в ударных цилиндрах до 10 м/с) – скорость движения выходного звена. При достижении конечного положения, когда поршень «садится» на крышку, развиваются значительные ударные усилия, что сопровождается характерным стуком. Такие удары не только являются причиной возникновения шума, но и приводят к преждевременному износу и даже поломке элементов конструкции. Избежать преждевременного выхода из строя пневмоцилиндра можно путем установки демпферов различных конструкций.

Пневмоцилиндрам двухстороннего действия присущ ряд недостатков, ограничивающих область их применения: усилия при прямом и обратном ходах поршня различны вследствие неодинаковости его площадей в штоковой и поршневой полостях; шток расположен консольно, причем размер консоли различен во втянутом и выдвинутом положениях; шток хорошо воспринимает только осевую нагрузку, тогда как радиальную плохо. Традиционные конструкции пневмоцилиндров позволяют обеспечить только две точки позиционирования связанных с ними технологических объектов. Эти две точки соответствуют положениям «шток втянут» и «шток выдвинут». Область эффективного применения пневмоцилиндров значительно расширяется, если реализуются останов и удержание их выходных звеньев в некоторых заданных промежуточных точках с допустимыми позиционными ошибками.

Расчет пневмоцилиндра заключается в подборе диаметра его поршня (внутреннего диаметра гильзы цилиндра) таким образом, чтобы развиваемое цилиндром усилие было достаточным для преодоления действующих на него нагрузок. Теоретическое усилие, развиваемое цилиндром (рис. 2.16), зависит от диаметра поршня и давления воздуха в его рабочих полостях и рассчитывается по формулам:

– при прямом ходе

$$F_{\text{пр}} = pS_1 = \frac{p\pi D^2}{4}; \quad (2.8)$$

– при обратном ходе

$$F_{\text{обр}} = pS_2 = \frac{p\pi (D^2 - d^2)}{4}, \quad (2.9)$$

где  $p$  – манометрическое (избыточное) давление воздуха в рабочих полостях пневмоцилиндра, Па;  $S_1$  – площадь поршня со стороны поршневой полости (при прямом ходе), м<sup>2</sup>;  $S_2$  – площадь поршня со стороны штоковой полости (при обратном ходе), м<sup>2</sup>;  $D$  – диаметр цилиндра, м;  $d$  – диаметр штока, м.

При расчете усилия, развиваемого пневмоцилиндром одностороннего действия, необходимо учитывать противодействие возвратной пружины, определяемое формулой

$$F = \left( \frac{p\pi D^2}{4} \right) + F_{\text{пр0}} + c_{\text{пр}} l, \quad (2.10)$$

где  $F_{\text{пр0}}$  – усилие предварительного сжатия пружины, Н;  $c_{\text{пр}}$  – жесткость пружины, Н/м;  $l$  – рабочий ход поршня цилиндра, м.

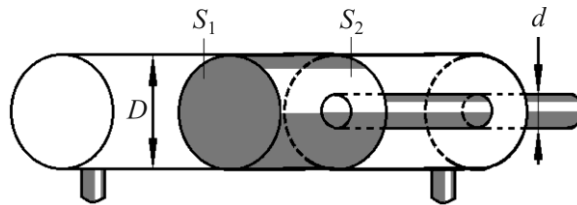


Рис. 2.16. Расчетная схема пневмоцилиндра

При условии, что полость выхлопа соединена с атмосферой, диаметр цилиндра определяется по формуле

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi p}} = 1,13 \sqrt{\frac{F}{p}}. \quad (2.11)$$

Для пневмоцилиндров, изготавливаемых серийно, Международная организация по стандартизации (ISO) рекомендует принимать значения диаметров, мм, из стандартного ряда: 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 140, 160, 200, 250, 320. Значения диаметра, полученное расчетным путем, заменяют на ближайшее большее значение из данного стандартного ряда. В практических расчетах следует также учитывать силы трения в пневмоцилиндре и предусматривать запас по усилию, обеспечивающий стабильное значение скорости выходного звена при колебаниях величины внешней нагрузки:



$$D = 1,13 \sqrt{\frac{F}{K_1 K_2 p}}, \quad (2.12)$$

где  $K_1$  – коэффициент, учитывающий наличие сил трения в цилиндре, зависит от диаметра поршня,  $K_1 = 0,75 \dots 0,9$ ;  $K_2$  – коэффициент запаса по усилию, зависит от характера работы пневмоцилиндра (для зажимных пневмоцилиндров  $K_2 = 0,9$ ; для транспортирующих –  $K_2 = 0,5 \dots 0,6$ ).

Приложение к цилиндру чрезмерной осевой нагрузки может привести к продольному изгибу штока (потере устойчивости в осевом направлении). Критическое усилие, приводящее к продольному изгибу штока, рассчитывают по обобщенной формуле Эйлера

$$F_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 EJ}{\lambda^2}, \quad (2.13)$$

где  $E$  – модуль упругости (для стали  $2,1 \cdot 10^5$  МПа);  $J$  – момент инерции штока ( $J = 0,0491d^4$ , где  $d$  – диаметр штока, м),  $\text{м}^4$ ;  $\lambda$  – коэффициент приведения длины, учитывающий способ монтажа цилиндра,  $\lambda = 0,5 \dots 1,5$ ;  $l$  – длина нагруженного участка штока пневмоцилиндра, м.

Максимально допустимая величина нагрузки на шток пневмоцилиндра определяется из соотношения

$$F = \frac{F_{\text{кр}}}{K_3}, \quad (2.14)$$

где  $K_3$  – коэффициент запаса по прочности,  $K_3 = 2,5 \dots 3,5$ .

Чтобы правильно выбрать типоразмер управляющего распределителя, необходимо знать расход воздуха, потребляемого пневмоцилиндром при движении штока с заданной скоростью. Объёмный расход воздуха определяют как

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \frac{p_{\text{м}}}{p_{\text{атм}}} v, \quad (2.15)$$

где  $v$  – скорость движения штока пневмоцилиндра, м/с;  $p_{\text{м}}$  – абсолютное давление сжатого воздуха в магистрали, Па;  $p_{\text{атм}}$  – нормальное абсолютное (атмосферное) давление, Па.

Зная максимальное потребление воздуха каждым цилиндром, можно определить максимальное потребление сжатого воздуха всей ус-

тановкой и подобрать блок подготовки воздуха, который будет обеспечивать требуемое значение расхода.

Средний расход сжатого воздуха, потребляемого пневмоцилиндрами, м<sup>3</sup>/мин, можно определить по формулам:

– для цилиндров одностороннего действия

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \frac{p_m}{p_{\text{атм}}} n v; \quad (2.16)$$

– для цилиндров двухстороннего действия

$$Q = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \frac{p_m}{p_{\text{атм}}} n v, \quad (2.17)$$

где  $l$  – рабочий ход поршня пневмоцилиндра, м;  $n$  – количество двойных ходов поршня в минуту.

Эту характеристику необходимо знать для определения требуемой производительности компрессора и оценки затрат на производство сжатого воздуха, а также для подбора диаметра магистрального трубопровода.

## 2.3. ПНЕВМОМОТОРЫ

По принципу действия и конструктивному исполнению пневмомоторы подобны соответствующим элементам гидропривода. В нефтегазовой отрасли широко используются шестеренные, пластинчатые и поршневые пневмомоторы. Реже применяются пневмоповоротники (моментные пневмоцилиндры). В качестве быстроходных пневмомоторов в мобильном технологическом оборудовании используют пневмотурбины.

### 2.3.1. Шестеренные и пластинчатые пневмомоторы

В нефтепромысловых и буровых машинах применяются в основном двухшестеренные пневмомоторы с внешним зацеплением. Шестерни моторов выполняются с прямыми, косыми и шевронными зубьями. Более экономичными являются шевронные моторы, допускающие работу с расширением сжатого воздуха. Они характеризуются высокой плавностью зацепления и быстроходностью. К недостат-

кам шестеренных пневмомоторов относятся большая масса и высокий уровень шума.

На рис. 2.17 представлена конструкция пневмомотора шестеренного типа, который представляет собой пару косозубых шестерен 2 и 3 (угол наклона зубьев  $6-8^\circ$ ), валы которых установлены на подшипниках качений. Для снижения потерь воздуха, повышения объемного и механического КПД применены боковые диски 1 из антифрикционного материала.

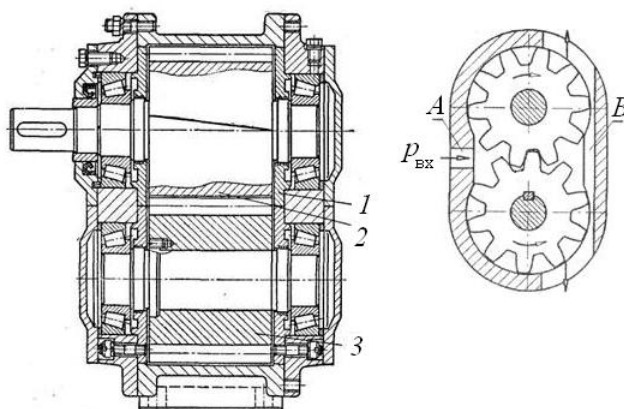


Рис. 2.17. Шестеренный пневмомотор

Сжатый воздух под давлением  $p_{вх}$  подается через канал  $A$  во входную камеру и, за счет перепада давлений между камерами  $A$  и  $B$ , приводит во вращение зубчатые роторы, создавая крутящий момент. Направление вращения роторов на рисунке показано стрелками. В полости  $B$  сжатый воздух расширяется и удаляется через выхлопные каналы. Смазка шестерен при работе пневмомотора осуществляется подачей масла в поток сжатого воздуха, который через кран управления по каналам в корпусе пневмодвигателя подается к блоку роторов.

На рис. 2.18,  $a$  представлена принципиальная схема пластинчатого пневмомотора. Сжатый воздух подводится через канала корпуса, и далее через отверстия в статоре 2 он поступает в соответствующую рабочую камеру мотора, образованную двумя смежными пластинами 3 и поверхностями статора 2 и ротора 1, и, действуя на эти пластины, развивает крутящий момент. После того как камера заполнения отсечется при вращении ротора 1 от связанных с окном питания 4 каналов 5 в статоре, наполнение ее сжатым воздухом прекращается. При даль-

нейшем вращении ротора объём камеры увеличивается ( $q_1 < q_2$ ) и расширяющийся воздух продолжает действовать на ограничивающие ее пластины, развивая крутящий момент. При соединении камеры, заполненной частично расширившимся воздухом, с каналами б статора 2 воздух удаляется в атмосферу.

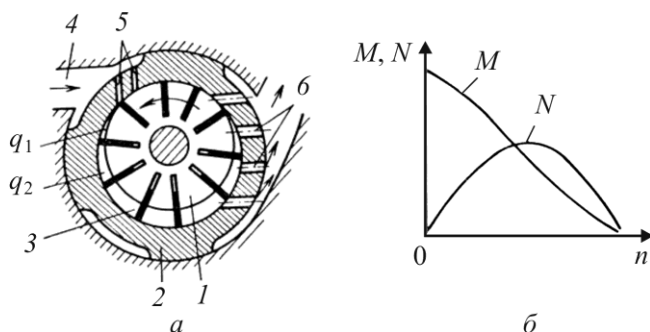


Рис. 2.18. Принципиальная схема (а) и рабочая характеристика (б) пластинчатого пневмомотора

Скорость пневмомотора регулируется путем поворота его статора 2, при котором изменяется продолжительность соединения рабочих камер с каналами питания 5, а следовательно, и степень наполнения камер сжатым воздухом. Подобные пневмомоторы, в которых регулирование производится путем отсечки потока рабочего газа, называют пневмомоторами с регулированием отсечкой, причем под отсечкой понимается прекращение подачи рабочего газа в рабочие камеры пневмомотора в момент, когда еще происходит увеличение их объёма.

На рис. 2.18, б приведены рабочие характеристики пластинчатого пневмомотора. Среднее значение расчетного крутящего момента  $M$  пневмомотора может быть вычислено по формуле

$$M = \frac{60N}{2\pi n} = \frac{\Delta p Q}{2\pi n} = \frac{\Delta p q}{2\pi}, \quad (2.18)$$

где  $\Delta p$  – разность давлений в нагнетательном и выхлопном трубопроводе, Па;  $N$  – теоретическая мощность пневмомотора, Вт;  $n$  – частота вращения вала пневмомотора, об/мин;  $Q$  – расход сжатого газа, м<sup>3</sup>/мин;  $q$  – рабочий объём пневмомотора, м<sup>3</sup>.

Работа пневмомотора может протекать и при полном расширении воздуха до давления, близкого к атмосферному, однако в реальных

машинах применяется частичное расширение, так как полное расширение ведет к увеличению размеров машины и к обмерзанию воздушных каналов вследствие значительного понижения температуры.

Шестеренные и пластинчатые моторы являются быстроходными машинами с частотой вращения вала 2–4 тыс. об/мин.

### 2.3.2. Поршневые пневмомоторы

Поршневые пневмомоторы отличаются устойчивой работой на оптимальных оборотах вала и обладают хорошими пусковыми характеристиками. По расположению цилиндров поршневые пневмомоторы, как и гидромоторы, бывают радиально-поршневые и аксиально-поршневые. Реверсирование пневмомоторов осуществляется изменением направления подачи воздуха.

На рис. 2.19 показана схема радиально-поршневого мотора с передачей крутящего момента на вал через кривошипно-шатунный механизм. В корпусе 1 симметрично расположены цилиндры 2 с поршнями 3. Усилие от поршней передается на коленчатый вал 5 через шатуны 4, прикрепленные шарнирно к поршням и кривошипу коленчатого вала. Сжатый воздух подводится к рабочим камерам по каналам 8, которые поочередно сообщаются с впускным Вп и выхлопным Вх каналами распределительного золотника 6, вращающегося синхронно с валом мотора. Золотник вращается в корпусе распределительного устройства 7, к которому подведены магистрали впуска и выхлопа воздуха.

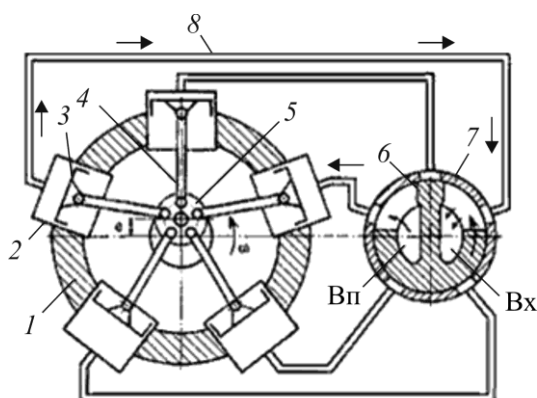


Рис. 2.19. Конструктивная схема радиально-поршневого пневмомотора

Радиально-поршневые пневмомоторы являются относительно тихоходными машинами с частотой вращения вала до 700 об/мин.

Примером аксиально-поршневого пневмомотора является пятицилиндровый мотор ДАР-20 трехкратного действия (рис. 2.20). Поршни 1, движущиеся в цилиндрах, расположенных в корпусе 2 параллельно оси вала 3, через пальцы 4 с подшипниками 5 передают усилия на жестко связанный с дисками вала кулачок волнообразной дорожки 6, обеспечивающий трехкратный рабочий ход поршня 1 за один оборот вала 3.

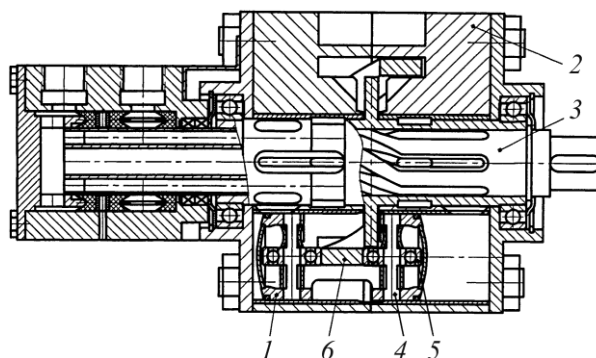


Рис. 2.20. Аксиально-поршневой пневмомотор ДАР-20

Вращающийся с кулачком 6 вал 3, имеющий внутренние сверления с радиальными отверстиями, вместе с корпусом образует золотниковый распределитель, обеспечивающий попеременную подачу сжатого воздуха в рабочие камеры и его выхлоп в конце рабочих ходов поршней с последующим вытеснением при обратном ходе.

### 2.3.3. Турбинные пневмомоторы

В отличие от объёмных, турбинные пневмомоторы используют главным образом кинетическую энергию воздуха. Преобразование потенциальной энергии сжатого воздуха в кинетическую энергию его направленного движения осуществляется в соплах. Высокоскоростная воздушная струя ударяется о лопатки ротора, действует на него с тангенциальной силой и заставляет вращаться.

На рис. 2.21 показан разрез турбинного пневмомотора, встроенного в рабочее колесо осевого вентилятора местного проветривания. На ободе ротора 1 вентилятора насажены рабочие лопатки 2 турбины. Сжатый воздух, подводимый к суживающему соплу 3, расширяется

и выходит из него с большой скоростью. Струя воздуха, воздействуя на рабочие лопатки 2, вызывает вращение ротора 1.

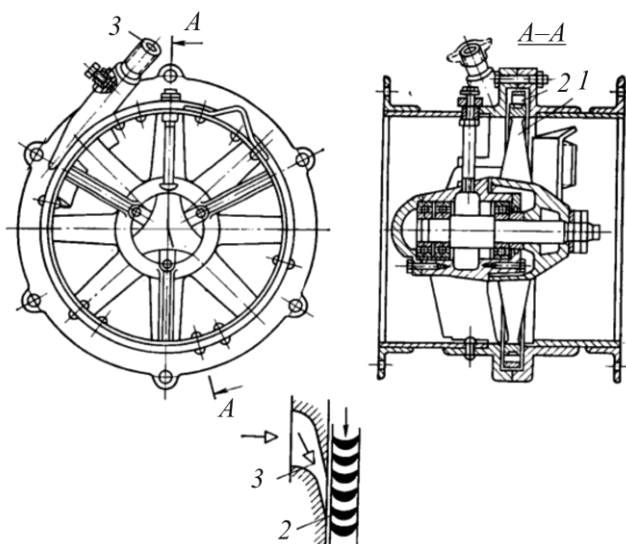


Рис. 2.21. Вентилятор с турбинным пневмомотором

Турбинные пневмомоторы бывают активные и реактивные. В первых достигается полное расширение сжатого воздуха в соплах (от начального давления до атмосферного), во вторых – частичное.

В нефтегазовой промышленности преимущественно применяются турбинные пневмомоторы небольшой мощности, используемые для привода машин и механизмов со стабильной нагрузкой и высокой угловой скоростью (переносные насосы, вентиляторы). Высота их рабочих лопаток небольшая, и воздух подводится к ним не по всей окружности ротора 1, а только на ее части (так называемый парциальный привод).

К достоинствам турбинных пневмомоторов относятся высокая быстроходность (частота вращения до 20 тыс. об/мин), малая масса на единицу мощности и компактность. Недостатки: низкий КПД, высокий уровень шума.

### 2.3.4. Пневмоповоротники

В технике существует довольно широкий круг задач, в которых требуется не линейное перемещение выходного звена исполнительного механизма, а поворот его на заданный угол. Угол поворота ограничен, и значе-

ние его находится в диапазоне от  $0^\circ$  до  $360^\circ$ . Для решения указанных задач применяют поворотные пневматические двигатели (пневмоповоротники).

На рис. 2.22, *а* показан поворотный пневмодвигатель с реечной передачей, выполненный на базе передачи «шестерня – рейка».

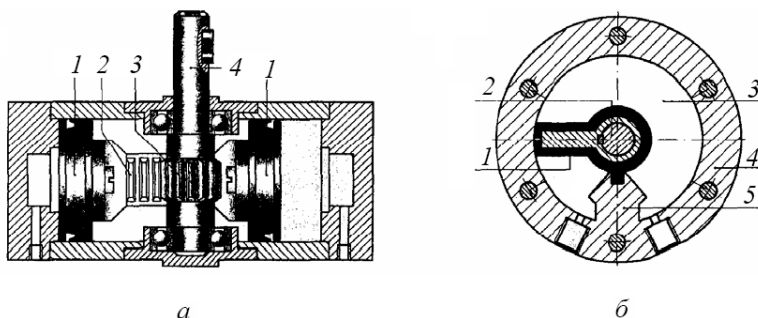


Рис. 2.22. Поворотные пневмодвигатели

Шестерня 3 устанавливается на выходном валу 4, входит в зацепление со штоком-рейкой 2, который жестко связан с поршнями 1 двух разнонаправленных цилиндров одностороннего действия. При подаче сжатого воздуха в рабочую полость одного из пневмоцилиндров поршни вместе со штоком-рейкой совершают прямолинейное движение, которое посредством реечной передачи преобразуется во вращательное (в пределах одного оборота) движение вала. Вал связан с технологическим объектом, который необходимо повернуть на некоторый угол.

Шиберный поворотный пневмодвигатель (рис. 2.22, *б*) устроен таким образом, что сжатый воздух воздействует на шибер 1, жестко закрепленный на выходном валу 2, расположенный внутри цилиндрической расточки 3 в корпусе 4. Угол поворота шибера зависит от размеров корпусного ограничителя 5 и в стандартных конструкциях составляет  $90^\circ$ ,  $180^\circ$  или  $270^\circ$ .

## 2.4. РЕГУЛИРУЮЩАЯ И НАПРАВЛЯЮЩАЯ ПНЕВМОАППАРАТУРА

### 2.4.1. Пневматические дроссели

Расход сжатого воздуха в пневмоприводах регулируют с целью управления скоростями движения выходных звеньев исполнительных механизмов. Например, чем больше расход воздуха, поступающего



в пневмоцилиндр, тем выше скорость перемещения штока. Простейшим пневматическим элементом, позволяющим регулировать расход воздуха, является дроссель.

Дроссель – это устройство, обеспечивающее существенное уменьшение площади проходного сечения канала, по которому движется сжатый воздух. Установка дросселя в пневмолинии приводит к возникновению дополнительного местного сопротивления движению потока воздуха, что и обуславливает снижение расхода.

По существу, дроссель представляет собой щель некоторой длины, имеющую определенные размеры проходного сечения. При этом площадь последнего в зависимости от конструктивного исполнения дросселя либо остается постоянной, либо может изменяться путем вращения регулировочного винта. Соответственно, дроссель будет называться либо постоянным, либо регулируемым. Если длина щели превышает ее диаметр, дроссель принято называть ламинарным, в противном случае – турбулентным.

Объёмный расход воздуха через ламинарный дроссель принимают пропорциональным перепаду давлений и определяют по формуле

$$Q = a(p_1 - p_2), \quad (2.19)$$

где  $a$  – постоянная величина, определяемая конструкцией дросселя и динамической вязкостью газа,  $\text{м}^3/\text{Па}\cdot\text{с}$ ;  $p_1$  и  $p_2$  – абсолютные давления до дросселя и за ним, Па.

Массовый расход воздуха  $Q_m$  получают умножением объёмного расхода  $Q$  на плотность сжатого воздуха  $\rho$  при среднем давлении  $p_{\text{ср}} = 0,5(p_1 + p_2)$ .

Для турбулентных дросселей массовый расход воздуха определяют по приближенным формулам:

– для докритического истечения

$$Q_m = S_{\text{эф}} \sqrt{\frac{p_2}{RT_2} (p_1 - p_2)}; \quad (2.20)$$

– для надкритического истечения

$$Q_m = \frac{S_{\text{эф}} p_1}{\sqrt{RT_2}}, \quad (2.21)$$

где  $T_2$  – температура воздуха на выходе из дросселя, К;  $S_{эф}$  – эффективная площадь дросселя,  $m^2$  (конструктивный параметр дросселя, определяется экспериментально по ГОСТ 14768–69).

При установке дросселя в трубопроводе расход воздуха будет снижаться при протекании потока в любом из двух возможных направлений. Если возникает необходимость регулировать расход только в одном из них и обеспечить свободное протекание потока сжатого воздуха в обратном, то в пневмолинию устанавливают дроссель с обратным клапаном (рис. 2.23).

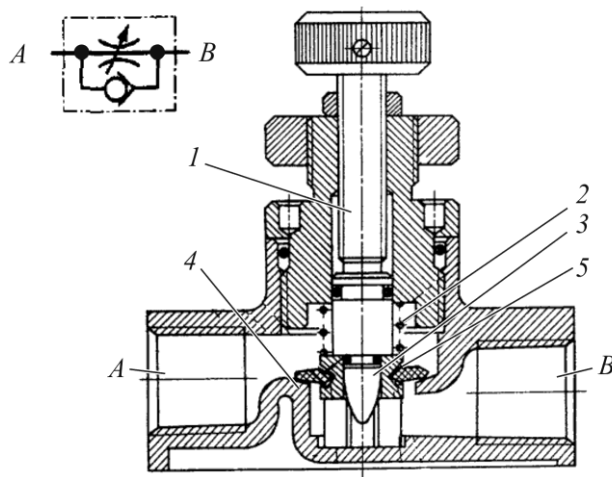


Рис. 2.23. Пневмодроссель с обратным клапаном (полностью перекрыт)

В нормальном состоянии тарельчатый обратный клапан 5, в центральной части которого выполнено дросселирующее отверстие 3, прижат к седлу 4 пружиной 2. В случае когда сжатый воздух поступает из канала А в канал В, он протекает только через отверстие 3, проходное сечение которого (следовательно, и расход) можно изменять посредством регулировочного винта 1. Движение воздуха в обратном направлении сопровождается подъемом обратного клапана 5 с седла 4, что позволяет потоку беспрепятственно протекать из канала В в канал А. Таким образом, поток воздуха дросселируется при движении через дроссель с обратным клапаном в одном направлении и свободно протекает через обратный клапан при движении в противоположном направлении.

Для снижения уровня шума и регулирования расхода применяются пневмодроссели с глушителем (рис. 2.24). Дроссель с помощью наружной резьбы, расположенной на штуцере 1, вворачивается в выхлопное отверстие пневмоаппарата. На противоположном конце штуцера 1 имеется сквозное отверстие с внутренней резьбой, в которое ввинчивается винт 3 с коническим концом, перекрывающим, в зависимости от положения, радиальные отверстия 5. Гайка 4 навинчивается на свободный конец винта 3 и служит для его стопорения, а также для крепления металлокерамического стакана 2, который охватывает штуцер и является звукопоглощающим элементом конструкции.

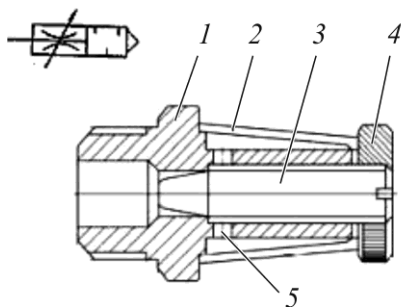


Рис. 2.24. Пневмодроссель с глушителем  
(полностью перекрыт)

Сжатый воздух поступает слева, проходит по центральному и радиальным отверстиям штуцера 1 и через пористый стакан 2 выходит в атмосферу. Расход воздуха можно изменять винтом 3, при вывинчивании которого расход увеличивается.

#### 2.4.2. Регуляторы давления

В пневмоприводах регуляторы давления выпускаются в виде редукционных и предохранительных клапанов. Редукционные клапаны предназначены для понижения давления сжатого воздуха и автоматического поддержания его на заданном уровне. Редукционные клапаны включаются последовательно пневмоустройству, перед которым надо поддерживать давление.

Редукционные клапаны классифицируются по следующим признакам:

- по типу нагрузочного элемента (пружина, давление от вспомогательного регулятора);
- по степени разгруженности (со сбалансированной и несбалансированной площадью клапана);
- по возможности сброса избыточного выходного давления (с клапаном сброса и без него);
- по виду уплотнения по седлу (с эластичным уплотнением, с металлическими уплотняющими поверхностями);
- по типу чувствительного элемента (мембранные и поршневые).

При выборе типа редукционного клапана следует учитывать давление воздуха в магистрали, необходимый диапазон регулирования выходного давления, диапазон изменения расхода воздуха, возможность повышения давления воздуха сверх заданного, необходимость перенастройки и дистанционного управления.

Рассмотрим конструкцию и принцип действия редукционного клапана с ручной настройкой и без сброса избыточного выходного давления (рис. 2.25). Ручная настройка редукционного клапана осуществляется путем поворота рукоятки 1, соединенной с регулировочным винтом 2, изменение положения которого варьирует усилие нагрузочной пружины 3.

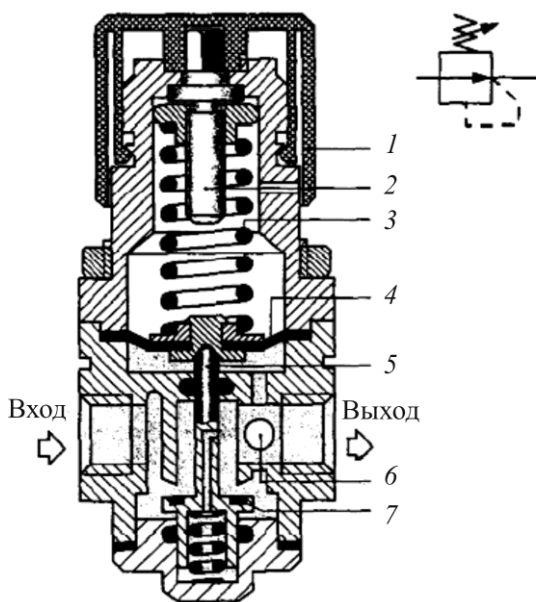


Рис. 2.25. Редукционный клапан

Давление на выходе редукционного клапана регулируется путем создания перепада давления на седельном клапане 7 (между входным и выходным каналами). Проходное сечение клапана 7 автоматически меняется в зависимости от положения мембраны 4, которая, с одной стороны, воспринимает усилие, создаваемое нагрузочной пружиной 3, а с другой – усилие, обусловленное выходным давлением. В исходном положении (давление на выходе отсутствует) седельный клапан 7 под действием усилия от нагрузочной пружины 3, передаваемого через мембрану 4 и толкатель 5, открыт, благодаря чему сжатый воздух проходит со входа на выход аппарата. При повышении давления на выходе мембрана выгибается, сжимая нагрузочную пружину 3. Проходное сечение седельного клапана 7 уменьшается, и при достижении требуемого давления происходит полное его закрытие.

Возрастание расхода сжатого воздуха у потребителя сопровождается понижением выходного давления, в результате чего нагрузочная пружина 3 разжимается, вызывая прогиб мембраны 4 и увеличение проходного сечения клапана 7, что и приводит к увеличению расхода воздуха через редукционный клапан и повышению давления на его выходе.

Таким образом, седельный клапан 7, управляемый мембраной 3, автоматически «отслеживает» выходное давление путем непрерывной корректировки своего проходного сечения. Нормальная работа редукционного клапана возможна только в том случае, если давление на входе клапана больше давления на выходе.

Клапаны с пружинной нагрузкой применяются при сравнительно небольших условных проходах (до 25 мм), так как увеличение жесткости пружины и хода запорно-регулирующего элемента приводит к понижению точности поддержания давления. Поэтому при увеличении мощности потока используют редукционные клапаны с нагрузкой запорно-регулирующего элемента сжатым воздухом заданного давления от вспомогательного редукционного клапана с малым условным проходом.

Для защиты компрессорных станций от аварийных режимов работы или защиты участков пневмосети от перегрузок применяются предохранительные клапаны, которые включаются параллельно тому устройству, которое защищают.

Предохранительные пневмоклапаны классифицируют по следующим признакам:

– виду нагрузочного элемента (пружинные и грузовые);

– конструкции запорно-регулирующего органа (шариковый, конический, плоский, мембранный);

– по приводу запорно-регулирующего органа (прямого и непрямого действия).

Предохранительный клапан прямого действия (рис. 2.26) состоит из штуцера *1*, запорно-регулирующего элемента *2*, упора *3*, корпуса *4*, тяги *5*, настроечной пружины *6*, настроечного винта *7*, кольца *8*. При повышении давления под клапаном сверх давления, определяемого настройкой пружины *6*, запорно-регулирующий элемент *2* отходит от седла *1* и открывает свободный выход воздуха. Сила струи поддерживает запорно-регулирующий элемент *2* в поднятом положении до тех пор, пока давление в системе не станет ниже давления настройки, после чего клапан закрывается. Приспособление для принудительного открывания предназначено для проверки исправности клапана продувкой, для чего необходимо потянуть вверх за кольцо *8*. Пружина *6* сжимается, и запорно-регулирующий элемент *2* освобождается от ее воздействия. Если запорно-регулирующий элемент *2* не заклинен, то он отходит от седла и открывает выход сжатому воздуху.

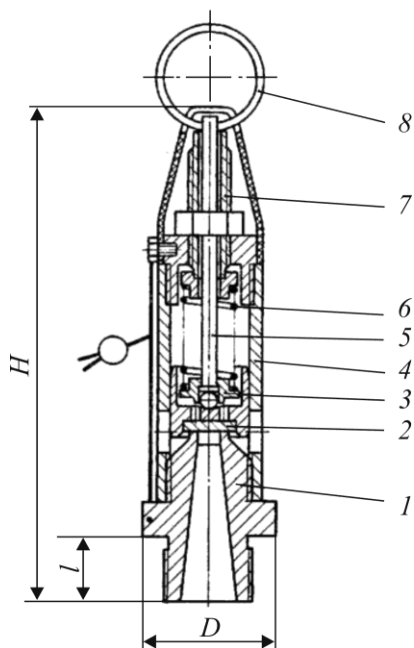


Рис. 2.26. Предохранительный пневмоклапан

### 2.4.3. Пневматические распределители

Пневматические распределители относятся к направляющей аппаратуре и предназначены для управления потоками подводимого к ним сжатого воздуха. Управление осуществляется путем изменения (при переключении) схемы соединения внутренних каналов распределителя с входным и выходными присоединительными отверстиями. Функциональные возможности распределителей характеризуются рядом параметров: количество рабочих каналов, количество позиций переключения, нормальная позиция, способ управления и пропускная способность. Все эти параметры, за исключением последнего, отражаются в условном графическом обозначении любого распределителя.

Число внешних линий, подводимых к пневмораспределителю, определяет его линейность. В пневмоприводе применяют, в основном, двух-, трех-, четырех- и пятилинейные распределители.

Распределительный орган устройства устанавливается в несколько позиций. Каждая позиция соответствует соединению внешних пневмолиний определенным способом. По числу фиксированных позиций различают двух-, трех- и многопозиционные распределители.

Управление распределителем заключается в перестановке позиций. Различают управление ручное, механическое, электромеханическое, пневматическое, электропневматическое.

Пневматические распределители отличаются большим многообразием конструкционного исполнения. Так, они могут быть плунжерными (золотниковыми). Их конструкция и принцип действия аналогичны гидравлическим распределителям плунжерного типа. На рис. 2.27 показаны пневматические золотниковые распределители с различным способом управления. Так, на рис. 2.27, *а* переключение плунжера 2 в нижнюю позицию осуществляется механически нажатием упора (кулачка) на переключатель 4, который через толкатель 3 смещает плунжер 2, сжимая пружину 1. Тем самым изменяется направление потока сжатого воздуха. Аналогично срабатывают и распределители с ручным тумблерным (рис. 2.27, *б*) и кнопочным (рис. 2.27, *в*) управлением. Надо отметить, что в распределителе с кнопочным управлением (в отличие от тумблерного) нижнее положение золотник будет занимать лишь при нажатой кнопке. Стоит отпустить кнопку, и плунжер вернется в верхнее положение. Такие пневмораспределители называют моностабильными.

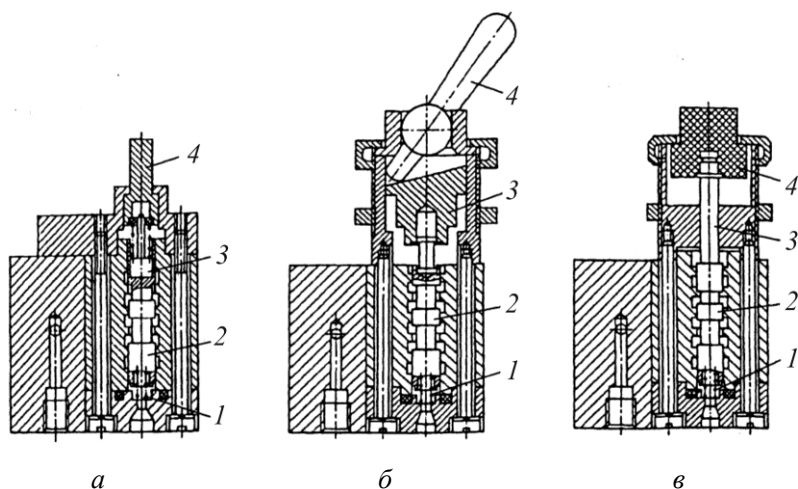


Рис. 2.27. Плунжерные пневмораспределители:  
*a* – с механическим управлением от кулачка; *б* – с управлением  
 тумблером; *в* – моностабильный распределитель с управлением кнопкой

Кроме плунжерных пневматических распределителей есть пневмораспределители с плоским затвором и клапанного типа. В двухпозиционном четырехлинейном распределителе с плоским затвором 2 (рис. 2.28) его перемещение осуществляется с помощью плунжера 4, под торцы которого подается сжатый воздух под давлением системы управления  $p_{y1}$  и  $p_{y2}$ .

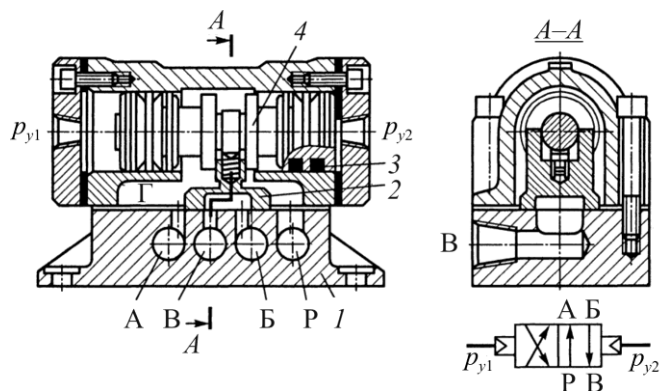


Рис. 2.28. Пневмораспределитель с плоским затвором  
 и его условное обозначение

В правой позиции канал А соединяется с каналом подвода сжатого воздуха под давлением  $p$ , а канал Б – с отводным каналом В. В левой позиции канал питания  $p$  соединяется с каналом Б, а канал А –



с каналом В. Все каналы выведены на заднюю стенку установочной плиты 1. Для предотвращения перетечек воздуха из полости питания Г в торцовые полости управления плунжера на нем установлены уплотнительные кольца 3. Герметизация стыка затвора с плоскостью плиты 1 достигается поджимом самого затвора давлением  $p$  в полости Г.

Особенностью пневматического трехлинейного двухпозиционного распределителя с ручным управлением (рис. 2.29) является клапанный затвор 5, перемещаемый рукояткой 6. В левом положении рукоятки канал подвода сжатого воздуха  $P$  перекрыт пробкой 3, поджатой к перемычке корпуса 7 пружиной 2. Канал А при этом соединен с каналом В. При перемещении рукоятки 6 в правое положение затвор 5 своим торцом упирается в пробку 3, закрывая канал выхлопа В. При дальнейшем перемещении вправо он отжимает пробку 3, и канал питания  $P$  соединяется с каналом А. Возврат в левую позицию осуществляется действием пружин 4 и 2.

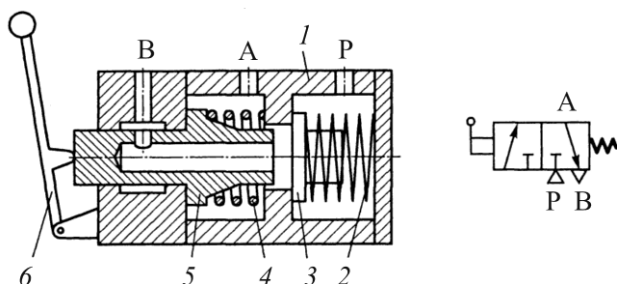


Рис. 2.29. Пневмораспределитель клапанного типа и его условное обозначение

Для увеличения быстродействия пневматической системы применяют клапаны быстрого выхлопа (рис. 2.30). Они соединяют опорожняющуюся полость пневматического двигателя с атмосферой кратчайшим путем, в результате давление в пневматическом двигателе почти мгновенно становится равным нулю и двигатель быстро возвращается назад.

По команде системы управления  $p_y$  распределитель занимает правую позицию и подключает канал питания  $p$  к каналу А клапана быстрого выхлопа 5 (рис. 2.30, б). Поток сжатого воздуха уплотнительный элемент 3 в штуцере 4 поджимается к штуцеру 2 и пропускает рабочую среду в канал Б в корпусе 1 (рис. 2.30, а), а оттуда в левую полость цилиндра. Поршень совершает рабочий ход. Когда команда

управления системы  $p_y$  снимается, то распределитель занимает левую позицию. При этом канал питания  $p$  перекрывается, а канал А соединяется с атмосферой.

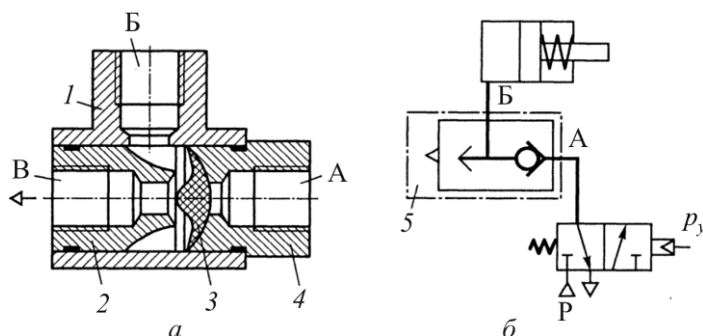


Рис. 2.30. Клапан быстрого выхлопа:  
*a* – устройство; *б* – схема включения в пневмопривод

Уплотнительный элемент давлением воздуха в цилиндре смещается вправо и открывает выход из канала Б в канал В и в атмосферу по кратчайшему пути. Давление в цилиндре резко падает до нуля, а поршень действием пружины быстро возвращается влево и готов к совершению нового рабочего хода.

#### 2.4.4. Запорные элементы

К запорным элементам пневмосистем принято относить вентили (задвижки) и обратные клапаны.

Принципиально пневматические обратные клапаны не отличаются от обратных клапанов гидравлических систем и предназначаются для пропуска сжатого воздуха лишь в одном направлении.

Конструктивно они отличаются многообразием решений. На рис. 2.31 показан ряд возможных исполнений пневматических обратных клапанов. Основным их звеном является затвор 2 в корпусе 1, который может быть коническим (рис. 2.31, *a*), плоским (рис. 2.31, *б*) с уплотнительным элементом 3 или сферическим, в виде шарика (рис. 2.31, *в*).

Поступая по каналу А, сжатый воздух преодолевает сопротивление слабой пружины 4 или силу собственного веса шарика и выходит в канал Б. Обратный путь сжатого воздуха из канала Б в канал А не-

возможен. Наиболее прост из них обратный клапан с шариком 2 (рис. 2.31, в). Однако он устанавливается лишь вертикально, а для предотвращения перекрытия шариком выходного канала Б надо предусматривать ограничители его хода, например в виде диафрагмы 5.

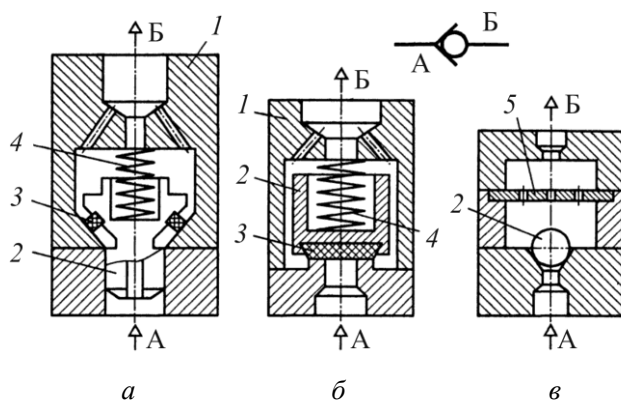


Рис. 2.31. Конструктивные схемы пневматических обратных клапанов:  
*а* – с коническим затвором; *б* – с плоским затвором;  
*в* – со сферическим затвором

Для пропуска сжатого воздуха в обоих направлениях применяются управляемые обратные клапаны, принудительным образом открывающие проход рабочей среды. На рис. 2.32 показаны клапаны с механическим и пневматическим управлением. Широко распространены клапаны с электромагнитным и гидравлическим управлением.

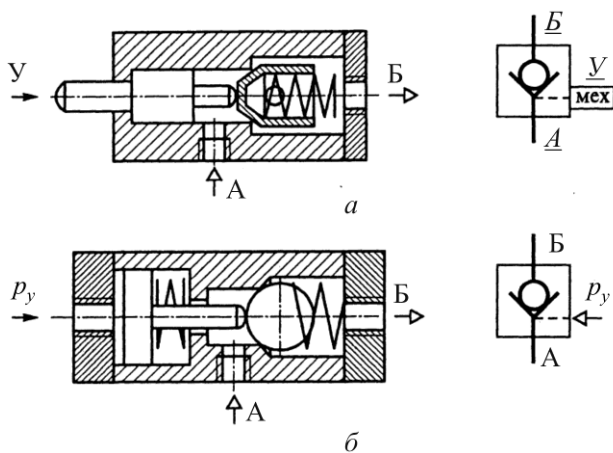


Рис. 2.32. Управляемые пневматические обратные клапаны и их условные обозначения: *а* – с механическим управлением; *б* – с пневматическим управлением

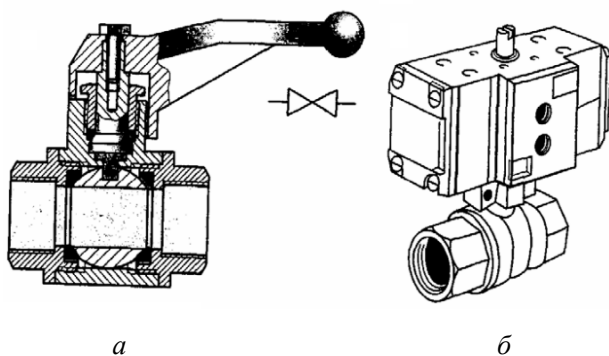


Рис. 2.33. Шаровые вентили: *а* – с ручным управлением; *б* – с пневматическим управлением

Для запираания магистральных трубопроводов или отсечения отдельных ветвей пневмосистемы применяются различные вентили. В шаровых вентилях (рис. 2.33) поток сжатого воздуха полностью перекрывается при повороте запорно-регулирующего элемента (шара со сквозным отверстием) на угол  $90^\circ$ . Вентили также могут иметь различные способы управления: ручное (рис. 2.33, *а*), пневматическое (рис. 2.33, *б*), гидравлическое, от электропривода.

## 2.5. УСТРОЙСТВА ОЧИСТКИ И ОСУШКИ СЖАТОГО ГАЗА

В воздухе, поступающем к пневмопотребителям, могут содержаться загрязнители: конденсат, водяные и масляные пары, взвешенные частицы. Наличие в воздухе загрязнителей приводит к следующим явлениям:

- вымыванию смазочных материалов и попаданию твердых частиц в движущиеся части механизмов, что приводит к их повышенному износу, ускоренной коррозии, уменьшению сроков межремонтных периодов оборудования;
- сокращению времени работы оборудования вследствие необходимости продувки пневмосистемы и удаления из нее конденсата;
- возрастанию погрешности контрольно-измерительной аппаратуры;

– увеличению потерь давления и утечек сжатого воздуха, а также выхода из строя элементов пневмосистемы и дорогостоящего технологического оборудования, использующего сжатый воздух.

В результате, все вышеперечисленные последствия приводят в лучшем случае к потере времени и увеличению затрат на эксплуатацию пневмосистемы и оборудования, в худшем – к отказу дорогостоящего оборудования и остановке производства. Все это в целом ведет к сокращению объемов производства, ухудшению качества конечного продукта и, как следствие, уменьшению прибыли предприятия.

Для очистки воздуха от механических включений применяют фильтры. Концентрация, дисперсный состав и природа твердых загрязнителей сжатого воздуха зависят не только от режимов эксплуатации и обслуживания трубопроводов и пневматических устройств, но и от загрязненности воздушного бассейна в зоне всасывания компрессора. Поэтому очистку воздуха необходимо осуществлять начиная с всасывающего трубопровода. Приемный фильтр имеет корпус 1, в котором располагается собственно фильтрующий элемент 2, выполненный в виде сменного стакана (рис. 2.34).

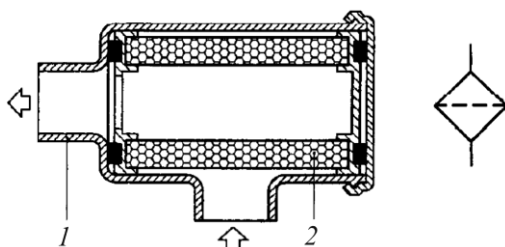


Рис. 2.34. Приемный фильтр и его условное обозначение:  
1 – корпус; 2 – фильтрующий элемент

Основное количество твердых загрязняющих веществ попадает в сжатый воздух при передаче его по трубопроводам и соединениям. Эти загрязнители на 95–98 % состоят из ржавчины и окалины, а также из продуктов износа поршневых колец компрессоров и подвижных деталей пневмоаппаратов. На трубопроводах, находящихся под давлением, устанавливают напорные фильтры (рис. 2.35, а). Помимо традиционной фильтрации для очистки воздуха в таких фильтрах используют силы инерции. Поскольку скорость движения воздуха в трубопроводах достигает 40 м/с, то резкое изменение траектории потока в корпусе

фильтра приводит к выбросу из него частиц загрязнителей, обладающих большей инертностью.

Наиболее сложно при очистке сжатого воздуха удалить из потока компрессорное масло в виде аэрозоля с частицами размером от 0,01 до 1 мкм. Из-за малого размера эти частицы нельзя отделить от потока воздуха путем использования сил инерции. Их эффективное удаление обеспечивают фильтры контактного действия, или коалесцентные (рис. 2.35, б). Проходя через первый мелкопористый слой фильтроэлемента 3, например через боросиликатное волокно, частицы масла соединяются в более крупные капли (явление коалесценции). Расширение сжатого воздуха во втором (грубоволокнистом) слое фильтроэлемента 2 и на выходе приводит к значительному снижению скорости потока, и капельки масла под действием собственного веса опускаются на дно стакана 1 фильтра, в котором размещен кран 4 для периодического отвода водомасляного конденсата. Такие фильтры обеспечивают практически полное улавливание частиц аэрозоля.

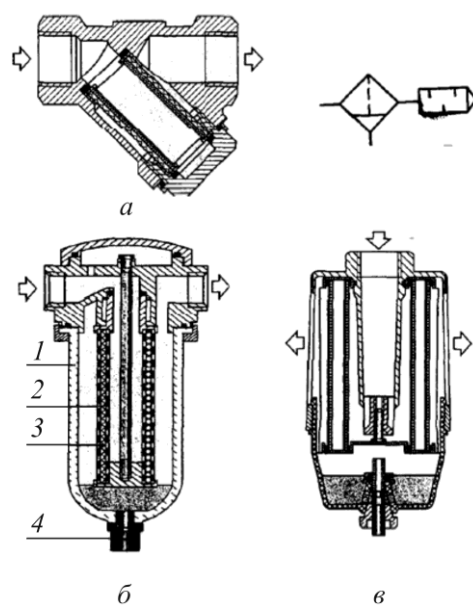


Рис. 2.35. Фильтры: *а* – напорный; *б* – коалесцентный; *в* – фильтр-глушитель; 1 – стакан; 2 – фильтроэлемент грубой очистки; 3 – фильтроэлемент тонкой очистки; 4 – кран

В некоторых случаях наличие аэрозолей в отработанном воздухе недопустимо. В таких случаях применяют специальные устройства –

фильтры-глушители (рис. 2.35, в). Конструктивно они сложнее обычных, имеют большие габариты, поэтому их устанавливают на общем для всей пневмосистемы выхлопном трубопроводе.

Температура воздуха в процессе его сжатия в компрессоре повышается на 100–130 °С, и одновременно значительно снижается относительная влажность. При относительной влажности всасываемого воздуха 80 % сжатый воздух на выходе из компрессора имеет ее значение 6–10 %. Вследствие теплообмена с окружающей средой воздух при движении по трубопроводам охлаждается, происходит его перенасыщение водяными парами и выделение капельной влаги (конденсата). Для очистки сжатого воздуха от капельной влаги и твердых частиц применяют фильтры-влагоотделители (рис. 2.36).

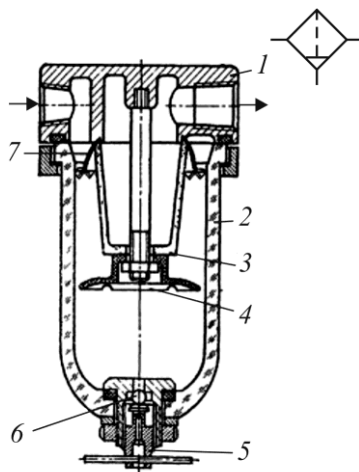


Рис. 2.36. Фильтр-влагоотделитель

Сжатый воздух, подведенный к входному каналу в корпусе 1, попадает на крыльчатку 7, где ему придается нисходящее вращательное движение. Капли воды и масла, а также крупные твердые частицы под действием центробежных сил отбрасываются к стенкам стакана 2 и опускаются вниз, в отделенную заслонкой 4 спокойную зону. Далее воздух поступает на выход аппарата. При этом в фильтроэлементе 3 удерживаются более мелкие включения, содержащиеся в воздухе. Прозрачность материала стакана позволяет следить за количеством конденсата, который должен периодически отводиться через клапан 6, который управляется вручную краном 5.

Для упрощения процесса эксплуатации фильтров-влагоотделителей применяют автоматические устройства отвода конденсата поплавкового типа – автоматические конденсатоотводчики. Их выполняют в виде отдельных приспособлений, которые в зависимости от конструктивного исполнения либо подсоединяют ко дну стакана фильтра-влагоотделителя снаружи, либо размещают непосредственно в стакане (рис. 2.37).

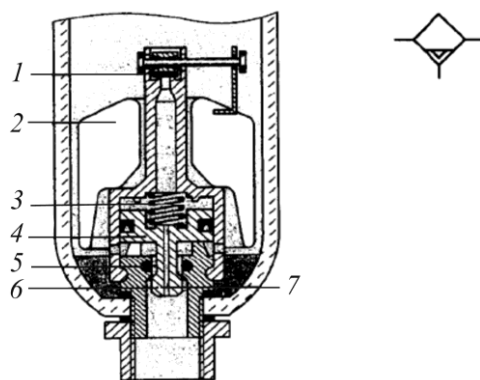


Рис. 2.37. Автоматический конденсатоотводчик:

1 – клапан управления; 2 – поплавок; 3 – пружина; 4 – поршень;  
5 – канал; 6 – сливной клапан; 7 – дроссельное отверстие

В исходном положении (давление в стакане отсутствует) подпружиненный поршень 4 со сливным клапаном 6 на штоке находится в своем нижнем положении, канал слива 5 открыт. При подаче сжатого воздуха в стакан поршень 4 под действием давления, оказываемого на его нижнюю площадку, перемещается вверх, сжимая пружину 3, и канал 5 перекрывается. Когда количество конденсата достигнет такого уровня, при котором выталкивающая сила преодолевает вес поплавка 2, последний всплывает, открывая воздушный клапан управления 1 поршнем 4, в результате чего давление начинает действовать и на верхнюю площадку поршня. Вследствие разности размеров нижней и верхней площадок поршень 4 опускается, открывая канал для слива конденсата 5. При понижении уровня конденсата поплавок 2 опускается и управляющий клапан 1 перекрывает доступ сжатого воздуха в полость над поршнем. Слив конденсата будет продолжаться до тех пор, пока давление сжатого воздуха в этой полости, сообщаемой с полостью стакана через дроссельное отверстие 7 в поршне 4, не понизится



до значения, меньшего, чем давление в стакане, после чего поршень 4 переместится в верхнее положение и сливной канал 5 перекроется.

## 2.6. РЕСИВЕРЫ

Выравнивание колебаний давления в сети при расходовании сжатого воздуха и создание резервного запаса воздуха осуществляются путем использования специальных емкостей (воздухосборников) – ресиверов (рис. 2.38). Объем ресивера выбирают в зависимости от режима работы компрессорной установки, и величина его должна составлять не менее половины объема воздуха, всасываемого компрессором в течение одной минуты.

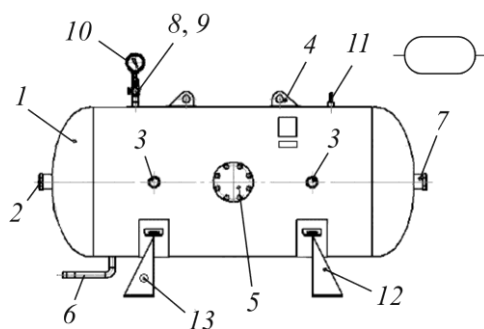


Рис. 2.38. Конструктивная схема ресивера: 1 – сосуд; 2 – вход; 3 – выход; 4 – устройство стоповое; 5 – люк; 6 – слив конденсата; 7 – технологический штуцер; 8 – запорный кран; 9 – ниппель; 10 – манометр; 11 – предохранительный клапан; 12 – опора; 13 – болт заземления

Отбор сжатого воздуха из ресивера в систему осуществляют из верхней его части, так как в нижней со временем скапливается конденсат, для отвода которого применяют устройства автоматического или ручного слива. Ресиверы большого объема снабжают люками для периодической очистки внутренних поверхностей от загрязнений.

Аккумуляция энергии сжатого воздуха в ресивере позволяет периодически отключать компрессор от пневмосети (переводить в режим разгрузки), либо вообще временно его выключать. Обычно это делается автоматически, когда давление в ресивере достигает значения, на которое настроен установленный на нем электрический датчик давления. Как только давление падает ниже предельного значения, датчик выдает сигнал на включение компрессора. Таким образом, ком-

прессор работает под нагрузкой не постоянно, а периодически, по мере того как расходуется сжатый воздух в пневмосети.

## 2.7. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ МУФТЫ

Пневматические фрикционные муфты используются в силовых передачах лебедки, насосов, ротора и других агрегатов бурового комплекса. Они служат для дистанционного включения и отключения двигателей и основных агрегатов бурового комплекса, оперативного переключения скоростей лебедки при спуско-подъемных операциях. Фрикционные муфты передают вращающий момент за счет сил трения между пластинами или дисками ведущей и ведомой полумуфт, позволяют осуществлять плавное сцепление валов при любой частоте их вращения.

Характерная особенность пневматических фрикционных муфт заключается в том, что они обладают ограниченным запасом сцепления. При чрезмерных нагрузках муфта проскальзывает и предохраняет узлы и детали машин от поломок. В зависимости от формы сцепляющихся элементов различают цилиндрические и дисковые пневматические фрикционные муфты. В силовых передачах буровых комплексов наиболее распространены цилиндрические муфты, обладающие по сравнению с дисковыми существенными преимуществами – простотой конструкции, низкой стоимостью, удобством монтажа и ремонта в промысловых условиях, пониженной чувствительностью к несоосности соединяемых валов. По конструктивным признакам цилиндрические муфты подразделяются на шинно-пневматические, пневмокамерные и многокамерные.

Шинно-пневматическая муфта (рис. 2.39) состоит из концентрично расположенных обода 1 и шкива 5, между которыми помещается резинокордный баллон 3 с фрикционными накладками. Сжатый воздух через ниппель 2 поступает в баллон и прижимает накладки 4 к поверхности шкива. В рассматриваемой конструкции баллон крепится к стальному ободу и под давлением воздуха обжимает шкив. Такая муфта называется обжимной.

В разжимных муфтах баллон крепится к внутренней полумуфте, выполняющей роль обода. В этом случае фрикционные накладки располагаются на внешней поверхности баллона и прижимаются к наружной полумуфте, выполняющей роль шкива.

Центробежные силы, возникающие при вращении муфты, по-разному влияют на работу обжимных и разжимных муфт. В разжимной муфте центробежные силы прижимают накладку к шкиву, способствуя повышению момента сцепления с увеличением частоты вращения муфты. В обжимной муфте центробежные силы отжимают накладки от шкива и уменьшают момент сцепления муфты. При отключении обжимных муфт центробежные силы оказывают полезное действие, способствуя их быстрому расцеплению. В разжимных муфтах центробежные силы препятствуют разъединению валов. Ввиду этого разжимные муфты применяются в тихоходных передачах при скоростях скольжения накладок относительно шкива муфты не более 5 м/с. В силовых передачах и других агрегатах бурового комплекса используются только обжимные шинно-пневматические муфты.

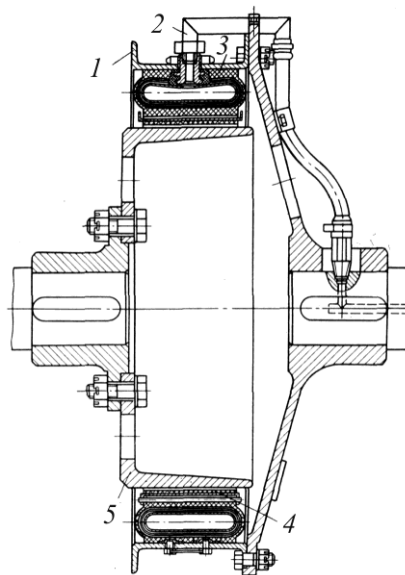


Рис. 2.39. Шинно-пневматическая муфта

Схема установки муфт выбирается с учетом возможности использования центробежной силы в качестве фактора, способствующего быстрому их отключению. Для этого полумуфту с баллоном необходимо устанавливать на ведущем валу. Иногда это невозможно вследствие сложности подвода воздуха в муфту. В этих случаях полумуфту с баллоном приходится устанавливать на ведомом валу.

Баллон (рис. 2.40) состоит из кольцевой резиновой камеры 5, наружного резинового протектора 6, между которыми находится обрезиненный кордный каркас 7. В баллоне имеется один или два ниппеля для подачи воздуха в камеру. Ниппели привулканизированы к баллону. Баллон крепится к ободу горячей вулканизацией либо болтами.

Фрикционные накладки 1 приклеены к стальным колодкам 2, которые с помощью металлических валиков 4 крепятся к протектору баллона. Для тепловой защиты баллона, нагреваемого в результате скольжения, между протектором и колодкой помещается паронитовая прокладка 3. Валики попарно шплинтуются стальной проволокой. Шкивы и обод муфты изготавливают из горячекатаной стали марки 60Г (ГОСТ 1050–2013) либо из углеродистой стали марки сталь 40 и сталь 50 и подвергают закалке (50–55 HRC) и шлифовке. Для удобства монтажа и ремонта шкив и обод имеют разъемные соединения со ступицами полумуфт. Накладки шинно-пневматических муфт изготавливают из ретинакса и других фрикционных материалов, обычно используемых для ленточных тормозов буровой лебедки.

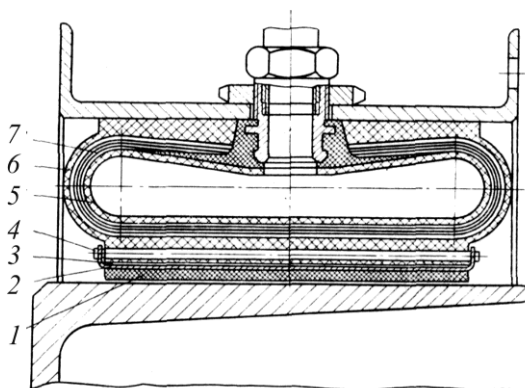


Рис. 2.40. Баллон шинно-пневматической муфты

Момент сцепления обжимной шинно-пневматической муфты

$$M = (F_p - F_{цб}) \frac{\mu D}{2}, \quad (2.22)$$

где  $F_p$  – радиальное усилие, создаваемое давлением воздуха в баллоне, Н;  
 $F_{цб}$  – центробежная сила, отжимающая фрикционные накладки, Н;

$D$  – наружный диаметр шкива муфты (диаметр поверхности трения), м;  
 $\mu$  – коэффициент трения.

Радиальное усилие, создаваемое давлением воздуха в баллоне муфты,

$$F_p = (p - p_0) S, \quad (2.23)$$

где  $p$  – давление в баллоне, Па;  $p_0$  – давление, необходимое для выбора зазора между накладками и шкивом муфты ( $p_0 = 3 \cdot 10^4 \dots 5 \cdot 10^4$  Па);  $S$  – площадь поверхности кольцевой полости баллона, передающей давление на шкив, м<sup>2</sup>.

Центробежная сила, отжимающая фрикционные накладки,

$$F_{цб} = \frac{m\omega^2}{R} \approx 0,005mDn^2, \quad (2.24)$$

где  $m$  – масса фрикционных накладок и других частей баллона, отжимаемых центробежными силами, кг;  $\omega$  – окружная скорость центра тяжести отжимаемой части, м/с;  $R$  – расстояние от оси вращения до центра тяжести отжимаемой части баллона,  $R = D/2$ , м;  $n$  – частота вращения муфты, об/мин.

Подставляя значения  $F$  и  $F_{цб}$  в формулу (2.22), получаем

$$M = \frac{[(p - p_0)S - 0,005mDn^2]\mu D}{2}. \quad (2.25)$$

Из полученной формулы следует, что момент сцепления шинно-пневматической муфты достигает наибольшего значения в тормозном режиме ( $n = 0$ ):



$$(2.26)$$

С увеличением частоты вращения момент сцепления обжимных шинно-пневматических муфт снижается и достигает нуля при условии

$$(p - p_0) S - 0,005mDn^2 = 0. \quad (2.27)$$

Частоту вращения, при которой момент сцепления муфты равен нулю, называют предельной частотой вращения муфты:

$$n_{\text{пр}} = \sqrt{(p - p_0)S / 0,005mD}. \quad (2.28)$$

Влияние частоты вращения на величину момента сцепления муфты учитывается коэффициентом момента

$$K_M = \frac{M_n}{M_0}, \quad (2.29)$$

где  $M_n$  – момент сцепления муфты при частоте вращения  $n$ .

На рис. 2.41 приведена безразмерная характеристика шинно-пневматических муфт. Мощность, передаваемая муфтой, равна нулю в тормозном режиме ( $n = 0$ ) и при вращении с предельной частотой ( $n = n_{\text{пр}}$ ). Номинальные значения частоты вращения и момента сцепления муфт, соответствующие режиму наибольшей передаваемой мощности

$$n_n \approx 0,6n_{\text{пр}}, \quad M_n \approx 0,65M_0.$$

Влияние частоты вращения муфты на величину передаваемой мощности учитывается коэффициентом мощности

$$K_N = \frac{N_n}{N_{\text{max}}}, \quad (2.30)$$

где  $N_n$  – мощность, передаваемая муфтой при частоте вращения  $n$ ;  $N_{\text{max}}$  – максимальная мощность, передаваемая муфтой при номинальной частоте вращения.

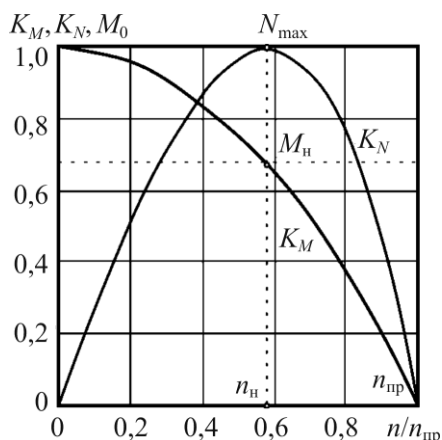


Рис. 2.41. Безразмерная характеристика шинно-пневматической муфты

Кривые момента сцепления и мощности в соответствующем масштабе выражают изменение коэффициентов момента и мощности (см. рис. 2.41). Шинно-пневматические обжимные муфты следует выбирать так, чтобы наибольшая частота вращения под нагрузкой не превышала  $0,7n_{пр}$ . При дальнейшем увеличении частоты вращения резко снижаются моменты сцепления и мощности, вызывающие неустойчивость в работе муфты. Муфты выбирают исходя из следующих расчетных условий:

$$\delta = \frac{M_0 K_M}{M_{вр}} \geq [\delta]$$
$$\text{или } \delta = \frac{N_{\max} K_N}{N} \geq [\delta], \quad (2.31)$$

где  $\delta$  – запас сцепления;  $[\delta]$  – допускаемый запас сцепления;  $M_{вр}$  – момент вращения от рабочей нагрузки;  $N$  – мощность, передаваемая муфтой.

Допускаемый запас сцепления назначается в зависимости от режима работы исполнительной машины, вида привода и инерционных нагрузок. При чрезмерном запасе сцепления возникают большие динамические нагрузки в процессе пуска машины. В случае недостаточного запаса сцепления наблюдается продолжительное проскальзывание, вызывающее нагрев и износ муфты. На основании накопленного опыта рекомендуются следующие значения допускаемых запасов сцепления:

- для тихоходных муфт ( $n = 50 \dots 700$  об/мин)  $[\delta] = 1,0$ ;
- для быстроходных муфт ( $n = 700 \dots 1500$  об/мин)  $[\delta] = 1,6$ .

Значения коэффициентов момента и мощности определяются по графикам на рис. 2.42.

Вращающий момент от рабочей нагрузки рассчитывается по выходной мощности двигателя и наименьшей частоте вращения соединяемых валов.

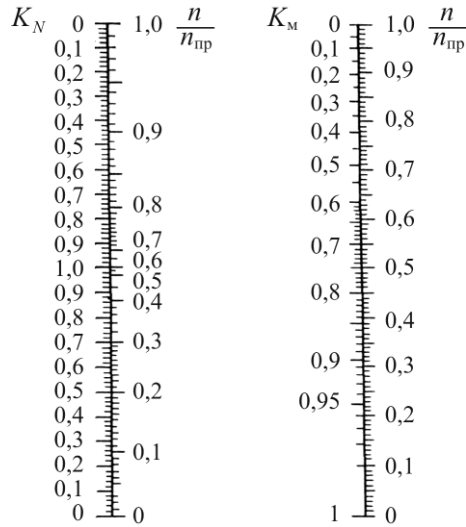


Рис. 2.42. Графики для определения коэффициентов момента  $K_M$  и мощности  $K_N$

Пневмокамерные муфты (рис. 2.43) отличаются от шинно-пневматических тем, что между баллоном и фрикционными накладками расположены пустотелые башмаки, обеспечивающие вентиляцию муфты и более эффективную теплоизоляцию баллона. Вследствие уменьшения нагрева долговечность муфты возрастает.

Обжимная полумуфта представляет собой кольцевую коробку, состоящую из обода 2 и дисков 3, соединенных болтами 1. В коробке установлены резиновый баллон 4 и башмаки 9, к которым крепятся фрикционные накладки 6. Башмаки изготовляют из алюминиевых сплавов. Они имеют вентиляционные окна. Через среднее окно прямоугольной формы проходит стальной поводковый палец 8, цапфы которого входят в отверстия дисков. Под давлением воздуха в баллоне башмаки перемещаются в радиальном направлении и прижимают накладки к ведомому шкиву 7. Пружины 5 при отключении муфты отжимают башмаки с накладками и удерживают их от касания со шкивом. Радиальное смещение осей соединяемых валов вызывает скольжение фрикционных накладок по шкиву. Ввиду этого наиболее эффективно пневмокамерные муфты используются для соединения валов с расположенными на них цепными звездочками.



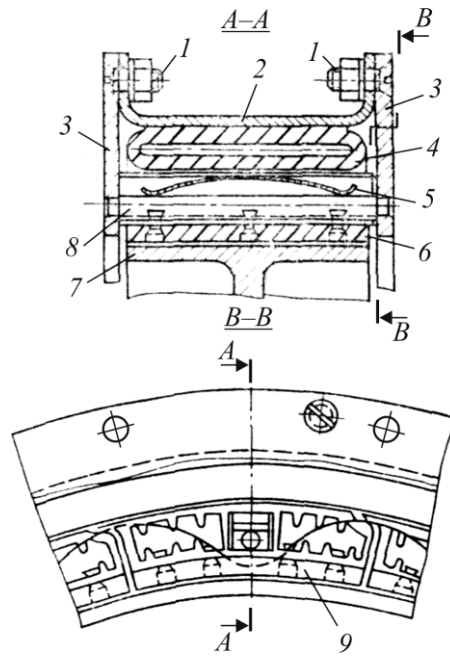


Рис. 2.43. Пневмокамерные муфты

В многокамерных муфтах (рис. 2.44) каждая накладка 2 снабжена отдельной пневматической камерой 1 с самостоятельным вводом 3 воздуха. Благодаря этому повышается надежность муфты, так как в случае выхода из строя одной и даже нескольких камер многокамерная муфта, в отличие от шинно-пневматической и пневмокамерной, сохраняет свою работоспособность.

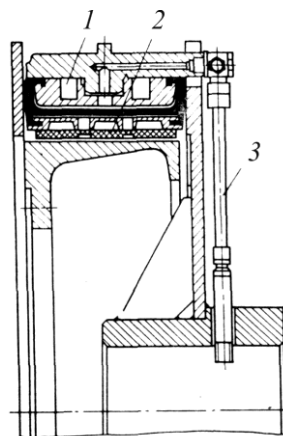


Рис. 2.44. Многокамерные муфты

Дисковая диафрагменная муфта (рис. 2.45) для соединения вала 4 с цепной звездочкой 3 состоит из ступицы 2, установленной на торце вала. На наружных шлицах ступицы установлены фрикционные диски 1. Ведомая часть соединена болтами с цепной звездочкой и состоит из корпуса 5, на внутренних шлицах которого установлены опорный 6, промежуточный 7 и нажимной 9 диски. Между нажимным диском и крышкой 10 корпуса муфты установлен пустотелый диск 11 с диафрагмой 12.

Под давлением воздуха, поступающего в камеру между диафрагмой и крышкой, пустотелый диск вместе с нажимным перемещается на длину суммарного зазора между трущимися поверхностями, составляющего для двухдисковой муфты 8–14 мм в зависимости от степени износа фрикционных накладок. При дальнейшем увеличении давления происходит сцепление муфты и передача вращающего момента от вала свободно сидящей на нем цепной звездочке. При выпуске воздуха из камеры пружины 8 муфты разжимаются и отводят диски в исходное положение. Нажимные устройства дисковых муфт могут быть пневмокамерного и поршневого типа.

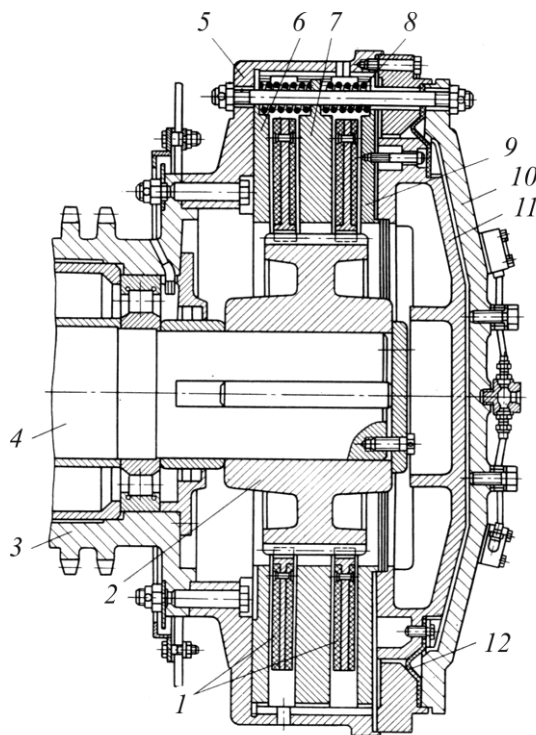


Рис. 2.45. Дисквая диафрагменная муфта

Момент сцепления дисковой муфты не зависит от частоты ее вращения. При одинаковых габаритах дисковая муфта по сравнению с цилиндрической имеет значительно больший момент сцепления. Например, при давлении в камере 0,7 МПа шинно-пневматическая муфта МШ 1070×200 при 500 об/мин имеет момент сцепления  $M \approx 40$  кН·м, а двухдисковая муфта того же диаметра  $M = 100$  кН·м. Однако дисковые муфты не допускают угловых и особенно радиальных смещений, вызывающих быстрый износ фрикционных пар. Кроме того, дисковые муфты дороже в изготовлении и хуже охлаждаются. Указанные недостатки ограничивают их применение в буровых машинах.

Момент сцепления дисковой муфты

$$M = \mu F_0 R z, \quad (2.32)$$

где  $F_0$  – осевая нагрузка, создаваемая нажимным устройством, с учетом противодействия пружин, Н;  $R$  – радиус равнодействующей сил трения, м;  $z$  – число трущихся пар, равное удвоенному числу дисков с фрикционными накладками.

Радиус равнодействующей сил трения с точностью до 3 % может быть определен из выражения

$$R = \frac{D + d}{4}, \quad (2.33)$$

где  $D$  и  $d$  – наружный и внутренний диаметры фрикционного диска, м.

Осевая нагрузка  $F_0$  зависит от давления в камере нажимного устройства, ее опорной площади и противодействия пружин:

$$F_0 = (p - p_0) S - c z_{\text{пр}} (\Delta + \Delta s), \quad (2.34)$$

где  $p$  – давление в камере нажимного устройства, Па;  $p_0$  – давление, необходимое для перемещения нажимного диска на величину суммарного зазора между дисками, Па;  $S$  – площадь опорной поверхности камеры, м<sup>2</sup>;  $c$  – жесткость пружины Н/м;  $z_{\text{пр}}$  – число пружин в муфте, шт;  $\Delta$  – предварительный натяг пружины, м;  $\Delta s$  – суммарный зазор между дисками муфты, м.

Подставляя полученные значения в формулу (2.32), получим

x

(2.35)

Дисковые муфты выбирают согласно условию  $M \geq M_{вр}[\delta]$ , где  $M$  – момент сцепления муфты, Н·м;  $M_{вр}$  – вращающий момент от действующей нагрузки, Н·м;  $[\delta]$  – запас сцепления.

### 3. РАСЧЕТ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

С целью изучения методологических основ выбора и обоснования параметров работы оборудования пневмопривода выполним расчет двухступенчатого поршневого компрессора с промежуточным охладителем. Исходные данные для расчета приведены в табл. 3.1. Номер варианта выдает преподаватель.

Таблица 3.1

Исходные данные для расчета

Номер варианта	Конечное давление $p_3$ , МПа	Производительность $Q_1$ , м <sup>3</sup> /ч	Показатель политропы $n$	Частота вращения $n_k$ , об/мин
1	0,8	300	1,20	600
2	0,85	400	1,22	650
3	0,9	500	1,24	700
4	0,95	600	1,26	730
5	1,0	700	1,28	750
6	1,15	800	1,30	800
7	1,1	700	1,28	780
8	1,15	600	1,26	750
9	1,2	500	1,24	600
10	1,15	400	1,22	700
11	1,1	300	1,20	800
12	1,05	400	1,22	620
13	1,0	500	1,24	650
14	0,95	600	1,26	730
15	0,90	700	1,28	750
16	0,85	800	1,30	780
17	0,8	700	1,28	800
18	0,85	600	1,26	850
19	0,9	500	1,24	780
20	0,95	400	1,22	750
21	1,0	300	1,20	730
22	1,05	400	1,22	720
23	1,1	450	1,24	700
24	1,15	500	1,26	650
25	1,2	550	1,28	620
26	0,80	600	1,30	600
27	0,85	650	1,28	650
28	0,90	700	1,26	780
29	0,95	750	1,24	800
30	1,0	800	1,22	600

В двухступенчатом поршневом компрессоре с промежуточным охладителем (рис. 3.1) воздух сжимается от давления  $p_1 = 0,1$  МПа при  $T_1 = 27$  °С до конечного давления  $p_3$  (см. табл. 3.1).

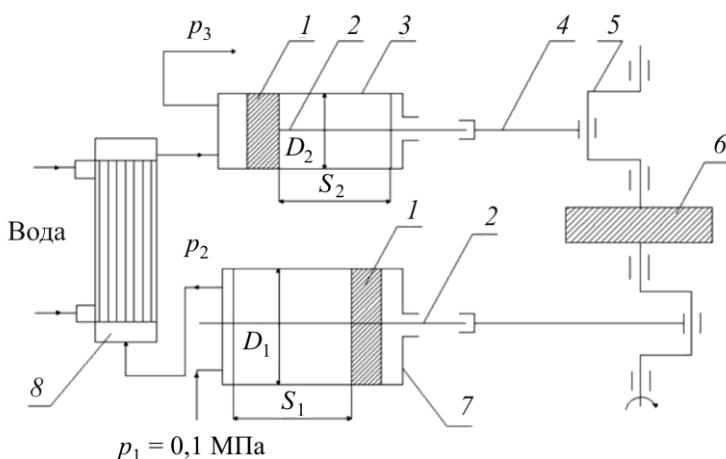


Рис. 3.1. Схема двухступенчатого поршневого компрессора:  
 1 – поршень; 2 – шток; 3 – цилиндр второй ступени; 4 – шатун;  
 5 – коленчатый вал; 6 – маховик; 7 – цилиндр первой ступени;  
 8 – промежуточный охладитель воздуха

Степень повышения давления в обеих ступенях является одинаковой. Стенки цилиндров первой и второй ступени охлаждаются водой с одной интенсивностью, поэтому процессы сжатия в обеих ступенях происходят по политропе с одинаковым показателем  $n$  (см. табл. 3.1). После первой ступени в промежуточном охладителе воздух охлаждается при постоянном давлении  $p_2$  до начальной температуры  $T_1$ .

Производительность компрессора при параметрах на всасывании ( $p_1, T_1$ ) равна  $Q_1$ . Частота вращения коленчатого вала  $n_k$  также приведена в табл. 3.1. Для рабочего тела (воздуха) показатель политропы следует принимать в пределах  $n = 1,24 \dots 1,26$ .

В работе требуется определить:

- давление воздуха после первой ступени  $p_2$ , МПа;
- температуру в конце сжатия в каждой ступени  $T_2$  и  $T_3$ , °С (по условиям задания  $T_2 = T_3$ );
- объёмный расход сжатого воздуха после первой ступени  $Q_2$  и после второй ступени  $Q_3$ , м<sup>3</sup>/ч;
- массовую производительность сжатого воздуха  $G$ , кг/ч;

- изменение внутренней энергии  $\Delta u$ , кДж/кг, в каждой ступени;
- количество удельной теплоты, отводимой охлаждающей водой от воздуха при сжатии в каждой ступени  $q$ , кДж/кг, а также в промежуточном охладителе  $q'$ , кДж/кг;
- расход охлаждающей воды в «рубашках» цилиндров  $G_w$ , кг/ч, и промежуточном охладителе  $G_1$ , кг/ч, полагая, что вода в них нагревается от  $T'_w = 10$  °С на входе до  $T''_w = 20$  °С на выходе;
- затрачиваемую удельную работу политропного сжатия  $A_{пол}$ , кДж/кг;
- затрачиваемую удельную работу изотермического сжатия  $A_{из}$ , кДж/кг;
- теоретическую  $N_{из}$  и эффективную  $N_e$  мощность компрессора, если его изотермический КПД  $\eta_{из} = 0,6 \dots 0,8$ , а механический КПД  $\eta_{мех} = 0,95 \dots 0,98$ ;
- мощность электродвигателя компрессора  $N_3$ ;
- площадь поверхности охлаждения  $S_{охл}$  промежуточного охладителя воздуха при противотоке, принимая коэффициент теплопередачи от воздуха к воде  $k_{тп} = 20$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

### 3.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУХА И МАССОВОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОМПРЕССОРА

Давления за первой ступенью компрессора  $p_2$ , МПа, определяются из соотношения

$$\varepsilon_{ст} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2}, \quad (3.1)$$

откуда

$$p_2 = \sqrt{p_1 p_3}. \quad (3.2)$$

Давление перед цилиндром второй ступени принимаем равным  $p_2$ , потерями давления в промежуточном охладителе пренебрегаем.

Температура в конце сжатия вычисляется исходя из закономерности политропного процесса:

$$T_2 = T_1 (p_2 / p_1)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (3.3)$$

Исходя из соотношения (3.3) и равенства показателей политропы  $n$  для процессов сжатия в обеих ступенях, получаем, что температура воздуха на выходе из обеих ступеней одинакова, т.е.  $T_2 = T_3$ .

Объёмный расход сжатого воздуха  $Q_2$ , м<sup>3</sup>/ч, после первой ступени при давлении  $p_2$  и  $T_2$  определяется по формуле

$$Q_2 = Q_1 (p_2 / p_1)^{\frac{1}{n}}. \quad (3.4)$$

Объёмный расход сжатого воздуха  $Q_3$ , м<sup>3</sup>/ч, после второй ступени при давлении  $p_3$  и  $T_3$ ,

$$Q_3 = Q_2 (p_3 / p_2)^{\frac{1}{n}}. \quad (3.5)$$

Массовая производительность компрессора  $G$ , кг/ч, рассчитывается с помощью уравнения Клапейрона

$$G = \frac{p_1 Q_1}{RT_1}, \quad (3.6)$$

где  $R$  – удельная газовая постоянная воздуха,  $R = 287,1$  Дж/(кг·К);  $T_1$  – температура воздуха на входе, К.

Изменение внутренней энергии воздуха в процессе сжатия в первой ступени,  $\Delta u_1$ , кДж/кг, определяется по формуле

$$\Delta u_1 = c_v (T_2 - T_1), \quad (3.7)$$

где  $c_v$  – удельная изохорная теплоемкость воздуха,  $c_v = 0,73$  кДж/(кг·К).

Поскольку  $T_2 - T_1 = T_3 - T_2$ , то  $\Delta u_1 = \Delta u_2$ .

Удельная теплота политропного процесса сжатия в первой ступени  $q_1$ , кДж/кг,

$$q_1 = q_2 = c_n (T_2 - T_1) = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1), \quad (3.8)$$

где  $c_n$  – теплоемкость политропного процесса при заданном показателе политропы  $n$ , кДж/(кг·К);  $k$  – показатель адиабаты (для воздуха  $k = 1,4$ ). Удельная теплота одинакова как для первой, так и для второй ступеней, т.е.  $q = q_1 = q_2$ .



Теплота  $q$  отводится из каналов охлаждения («рубашек») цилиндров с охлаждающей водой.

Расход охлаждающей воды на цилиндр первой ступени  $G_{w1}$ , кг/с, рассчитывается по уравнению теплового баланса

$$G_{w1}c_w(T_w'' - T_w') = qG, \quad (3.9)$$

где  $(T_w'' - T_w')$  – разность температур охлаждающей воды на входе и выходе, К;  $c_w$  – теплоемкость воды,  $c_w = 4,19$  кДж/(кг·К).

Из уравнения (3.9) следует, что

$$G_{w1} = G_{w2} = \frac{qG}{c_w(T_w'' - T_w')}, \quad (3.10)$$

где  $G_{w2}$  – расход охлаждающей воды на цилиндр второй ступени, кг/с.

Отводимая от воздуха удельная теплота в промежуточном охладителе  $q'$ , кДж/кг, при  $p_2 = \text{const}$  рассчитывается по уравнению

$$q' = c_p(T_2 - T_1), \quad (3.11)$$

где  $c_p$  – удельная изобарная теплоемкость воздуха,  $c_p = 1,005$  кДж/(кг·К).

### 3.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ЦИЛИНДРОВ КОМПРЕССОРА

Рабочий объем цилиндра первой ступени,  $\text{м}^3$ ,

$$V_1 = Q_1 / 60n_k. \quad (3.12)$$

При проектировании компрессоров диаметр цилиндра и величину хода поршня рассчитывают по формулам

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{V_1}{0,55}}, \quad (3.13)$$

$$S_1 = 0,7D_1, \quad (3.14)$$

где  $D_1$  – диаметр цилиндра первой ступени компрессора, м;  $S_1$  – ход поршня цилиндра первой ступени, м.

Рабочий объем цилиндра второй ступени  $V_2$ , м<sup>3</sup>, определяется по формуле

$$V_2 = V_1 \frac{p_1}{p_2}. \quad (3.15)$$

Диаметр цилиндра  $D_2$  и величина хода поршня  $S_2$  второй ступени компрессора рассчитываются аналогично первой ступени в соответствии с формулами (3.13) и (3.14).

### 3.3. РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ПРИВОДА КОМПРЕССОРА

Удельная работа политропного сжатия, кДж/кг, в первой ступени компрессора

$$A_{1-2} = R \frac{n}{n-1} (T_2 - T_1) \cdot 10^{-3}. \quad (3.16)$$

Баланс энергии процесса сжатия во второй ступени аналогичен. Затрачиваемая удельная работа политропного сжатия  $A_{\text{пол}}$ , кДж/кг, для всего компрессора рассчитывается по формуле

$$A_{\text{пол}} = A_{1-2} + A_{2-3}, \quad (3.17)$$

где  $A_{2-3}$  – удельная работа политропного сжатия во второй ступени компрессора, кДж/кг.

Удельная работа изотермического сжатия  $A_{\text{из}}$ , кДж/кг, для всего компрессора, т.е. от давления  $p_1$  до конечного давления  $p_3$ ,

$$A_{\text{из}} = RT_1 \ln \frac{p_3}{p_1} \cdot 10^{-3}. \quad (3.18)$$

Удельная работа изотермического сжатия  $A_{\text{из}}$  принята в качестве теоретической для охлаждаемого компрессора, поэтому теоретическая мощность, кВт,

x

$$\quad (3.19)$$

Эффективная мощность компрессора  $N_e$  определяется с учетом изотермического и механического КПД компрессора:

$$N_e = \frac{N_{из}}{\eta_{из} \eta_{мех}}. \quad (3.20)$$

Мощность электродвигателя компрессора  $N_3$  определяется с учетом коэффициента запаса мощности:

$$N_3 = N_e K_3, \quad (3.21)$$

где  $K_3$  – коэффициент запаса мощности электродвигателя,  $K_3 = 1,2 \dots 1,3$ .

#### 3.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЛОЩАДИ ПОВЕРХНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ОХЛАДИТЕЛЯ КОМПРЕССОРА

Площадь поверхности охлаждения,  $m^2$ , определяется из уравнения теплопередачи

$$S_{охл} = \frac{N_t}{k_{тп} \Delta T_{ср}}, \quad (3.22)$$

где  $N_t$  – мощность теплового потока, передаваемого в охладителе от воздуха к охлаждающей воде, Вт;  $k_{тп}$  – коэффициент теплопередачи от воздуха к воде,  $k_{тп} = 20$  Вт/( $m^2 \cdot K$ );  $\Delta T_{ср}$  – средний температурный напор между теплоносителями в охладителе воздуха, К.

Величина  $\Delta T_{ср}$  определяется по формуле

$$\Delta T_{ср} = \frac{\Delta T_6 - \Delta T_M}{\ln \frac{\Delta T_6}{\Delta T_M}}, \quad (3.23)$$

где  $\Delta T_6$  и  $\Delta T_M$  – соответственно большая и меньшая разность температур между воздухом и водой на входе и выходе из охладителя при противотоке теплоносителей, К.

$$\Delta T_6 = T_2 - T''_w, \quad (3.24)$$

$$\Delta T_M = T_1 - T''_w. \quad (3.25)$$

Мощность теплового потока

$$N_t = \frac{G_1 q'}{3,6}, \quad (3.26)$$

где  $G_1$  – расход охлаждающей воды в промежуточном охладителе, кг/ч,

$$G_1 = \frac{q'G}{c_w(T_w'' - T_w')}. \quad (3.27)$$

Промежуточные (межступенчатые) охладители выпускают в различных конструктивных исполнениях: кожухотрубными, в виде элементов типа «труба в трубе», U-образными, змеевиковыми, секционными и радиаторными. Для низких давлений (до 3,0–3,5 МПа) используют преимущественно кожухотрубные, пластинчатые и пластинчато-ребристые, а для более высоких давлений – кожухотрубные, «труба в трубе» и U-образные.

## **4. ПНЕВМАТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ БУРОВОЙ УСТАНОВКОЙ**

### **4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ПРИНЦИПИАЛЬНОЕ УСТРОЙСТВО**

Пневматическая система служит для дистанционного управления агрегатами и механизмами буровой установки при эксплуатации, а также для питания сжатым воздухом пневмораскрепителей, пневматических двигателей буровых ключей, применяемых для свинчивания и развинчивания труб. Системы пневматического управления буровыми установками мало отличаются друг от друга. В этих системах используются одни и те же элементы, хорошо отработанные и проверенные в процессе эксплуатации.

В систему пневматического управления входят:

- агрегаты и оборудование снабжения сжатым воздухом – компрессорные установки (станции), воздухохранилища (ресиверы), охладители, устройства для очистки и осушения воздуха, предохранительные разгрузочные и обратные клапаны, клапаны-разрядники, вертлюжки, трубопроводы;

- исполнительные устройства – пневматические муфты, при помощи которых соединяются или разобщаются валы трансмиссий, и цилиндры, посредством которых приводятся в действие механизмы;

- управляющие устройства – краны различных конструкций, вентили и регуляторы, смонтированные на пультах, при помощи которых управляют оборудованием буровой установки;

- контрольно-измерительные приборы для контроля за исправностью пневмосистемы.

Источником получения сжатого воздуха являются компрессорные установки или станции.

Компрессорные установки и пневмооборудование системы монтируют одновременно. Каждая буровая установка комплектуется двумя компрессорами с электрическим и механическим приводом. Тяжелые буровые установки комплектуют тремя компрессорами. В буровых установках с электроприводом все компрессорные установки имеют электрический индивидуальный привод. Место монтажа

компрессоров с механическим приводом определяют в зависимости от расположения их привода, который может осуществляться от одного из силовых агрегатов или от цепного редуктора, где имеется специальный шкив.

Для клиноременной передачи на компрессор монтируют компрессор на двух металлических балках, укрепленных на основании привода. На шкивы надевают клиновидные ремни и натягивают их путем передвижения компрессора распорными винтами. К балкам компрессор крепят болтами, на передачу ставят ограждение. Компрессор с электроприводом можно устанавливать как на одном основании около компрессора с механическим приводом, так и в другом свободном месте. Горизонтальность монтажа компрессора проверяют по уровню. Отклонение от горизонтальной плоскости в продольном и поперечном направлениях не должно превышать 1 мм на 1 м.

На буровых установках с электроприводом компрессоры обычно монтируют на основании лебедочного блока или на отдельном основании вместе с воздухоотборниками и воздухоосушкой, образуя компрессорный блок. Принципиальная схема пневматического управления приведена на рис. 4.1.

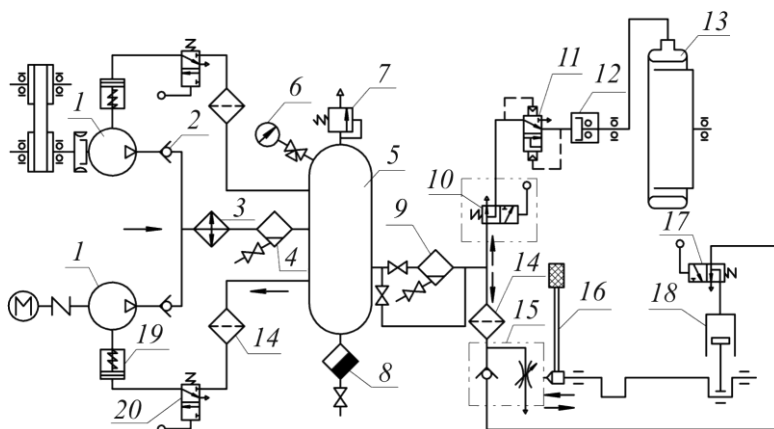


Рис. 4.1. Принципиальная схема управления исполнительными механизмами буровой установки

Компрессоры 1 соединяют воздухопроводом из стальных бесшовных труб. К нагнетательному коллектору компрессора трубопровод присоединяют при помощи фланцев, между которыми устанавливают прокладки из паронита. На воздухопроводе у каждого компрессора мон-

тируют обратные клапаны 2, служащие для разгрузки компрессора от обратного давления воздуха, когда компрессор не работает.

Крышка обратного клапана должна находиться в верхнем положении. При установке клапана стрелка на корпусе должна быть направлена в сторону движения воздуха от компрессора. Между клапанами на трубопроводе ставят тройник, при помощи которого трубопровод соединяют с охладителем 3, маслоотделителем 4 и ресивером 5. Механические примеси, попавшие в ресивер 5, удаляются через задвижку сепаратора механических примесей (шламоотделителя) 8.

Воздухосборники служат для накопления сжатого воздуха и выравнивания давления в системе пневматического управления. Монтируют воздухосборники на основании компрессорного блока и отделяют от компрессоров перегородкой. Их можно монтировать отдельно от компрессоров на специальном основании в безопасном месте под укрытием.

Для охлаждения сжатого воздуха, идущего от компрессоров к воздухосборникам, применяют агрегат (охладитель) АПВ-200/140, состоящий из обдуваемого воздухом калорифера. Охладитель устанавливают около воздухосборника и крепят к раме болтами.

В верхней части воздухосборника устанавливают манометр 6 и предохранительный клапан 7, а в нижней части – влагоотделитель 5 с вентилем.

От воздухосборника через маслоотделитель 9, или минуя его, сжатый воздух подается по трубопроводу к пультам управления механизмов буровой установки. На пультах смонтированы воздушные коллекторы, к которым подключены краны 10 для включения или выключения муфт 13 или цилиндров 18 исполнительных механизмов.

В пневматическом управлении буровых установок применяют прямоточную систему питания воздухом шинно-пневматических муфт. При такой системе воздушная камера включенной муфты на протяжении всего периода работы соединена с воздухосборником через питающую ее линию и все части системы находятся под постоянным давлением. При выключении муфты питающий ее воздухопровод перекрывается двухклапанным краном, а камера муфты сообщается с атмосферой. Для ускорения выпуска воздуха из муфты и ее выключения в непосредственной близости от камеры муфты устанавливают клапан-разрядник 11.

Воздух к вращающимся муфтам подводится через торцовые вертикальные люжки 12, которые крепят на торцах вращающихся валов трансмиссии

исполнительных механизмов. Валы имеют продольные отверстия для подачи воздуха через штуцеры и шланги к камерам муфт. Вертлюжки с воздухопроводом и клапаном-разрядником соединяют гибкими резиноканевыми шлангами. Крепятся шланги стяжными хомутами. Применяются объединенные вертлюжки и клапаны-разрядники, которые называются вертлюжки-разрядники.

Для плавного торможения барабана лебедки к цилиндру тормозной системы воздух подается через регулирующий мембранный кран 15, который используется и как кран управления тормозом лебедки. Регулирующий мембранный кран 15 укреплен на специальной стойке, соединенной с рамой лебедки, около нижней части рычага ручного управления тормозом 16. На стойке кран установлен горизонтально с таким расчетом, чтобы нажимной стержень крана и толкатель тормозного рычага лебедки были на одной оси. Толкатель приводится в действие поворотом ручки тормозного рычага вокруг своей оси. Воздухопроводы к крану 15 присоединяются при помощи накидных гаек. Для уплотнения между штуцерами ставятся резиновые прокладки.

Регулирующий мембранный кран 15 обладает высокой чувствительностью, поэтому на воздухопроводе около крана устанавливают воздушный фильтр тонкой очистки 14. От крана 15 к тормозному пневмоцилиндру 18 воздух подводится через переключательный клапан 17.

На приводных валах компрессоров 1 установлены тормоза, приводящиеся в действие посредством цилиндров 19 при переключении двухклапанных кранов 20.

Топливными насосами двигателей буровых установок с дизельным приводом управляют дистанционно с пульта бурильщика при помощи сервомеханизмов. Воздух в сервомеханизмы подается также через кран машиниста, который размещается на пульте бурильщика.

Трубопроводы и шланги перед монтажом следует продувать сухим сжатым воздухом. Резьбовые соединения собирают на сурике с достаточной длиной завинчивания концов труб и штуцеров. Для облегчения надевания на наконечники трубопроводов резиноканевых шлангов внутренняя поверхность их покрывается сухим тальком. Концы хомутов не должны плотно сходиться, так как это не обеспечит не-



обходимой натяжки и герметичности соединения. В этом случае на концы шлангов подматывают изоляционную ленту.

Большинство трубопроводов системы пневматического управления помещено на рамах исполнительных механизмов, силовых агрегатах, буровой лебедке, цепном редукторе и др. Поэтому монтаж пневмосистемы в основном сводится к соединению трубопроводов с агрегатами снабжения воздухом и управляющими устройствами. В местах прохождения шлангов через вырезы в рамах или около кромок других металлических деталей шланги защищают резиновыми втулками. Не допускается также большое провисание шлангов, так как в этих местах возможно скопление влаги и замерзание трубопровода в зимний период. Все открытые части трубопроводов надежно защищают от повреждений.

После монтажа буровой установки вся система пневматического управления проверяется опрессовкой воздухом на давление, равное 1,25 от рабочего давления, но не менее 0,3 МПа выше рабочего. Места негерметичности трубопроводов определяют при помощи смачивания соединений мыльным раствором.

Результаты опрессовки пневматической системы оформляют актом.

Современные буровые установки насыщены всеми необходимыми для бурения скважин основными и вспомогательными механизмами, приспособлениями, блокировочными и предохранительными устройствами с достаточно сложными схемами пневматического управления.

## **4.2. ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ БУРОВОЙ УСТАНОВКИ**

### **4.2.1. Клапанные краны**

Клапанные краны, применяемые в буровых установках, являются распределительными устройствами, предназначенными для оперативного управления шинно-пневматическими муфтами и пневматическими цилиндрами (см. рис. 4.1, 10, 17, 20). При помощи кранов воздух из воздушной системы направляется в ту или иную муфту или цилиндр. Эти же краны при необходимости направляют воздух из муфт в атмосферу. В буровых установках применяют двух- и четырехклапанные краны.

Двухклапанный кран (рис. 4.2, а) состоит из стального штампованного корпуса 7, имеющего два отверстия для клапанов. Сверху и снизу корпус закрыт крышками, прикрепленными к нему болтами. В нижней крышке 9 против отверстий клапанов вварены патрубки 1 и 10 для присоединения к крану шлангов воздухопровода. Клапан, расположенный над патрубком 1, является впускным, а над патрубком 10 – выпускным.

Между крышкой и корпусом крана имеется паронитовая прокладка 8, необходимая для герметизации плоскости соединения. В прорези верхней крышки 4 перемещается рукоятка 3. В отверстиях крышки закреплен валик 5, на котором свободно вращаются два одинаковых кулачка 2 и 6. Наружная поверхность ступицы обработана под квадрат, поэтому кулачки входят ступицами в квадратные отверстия рукоятки и вместе с последней вращаются на оси. Кулачки крана смещены один относительно другого на 90°.

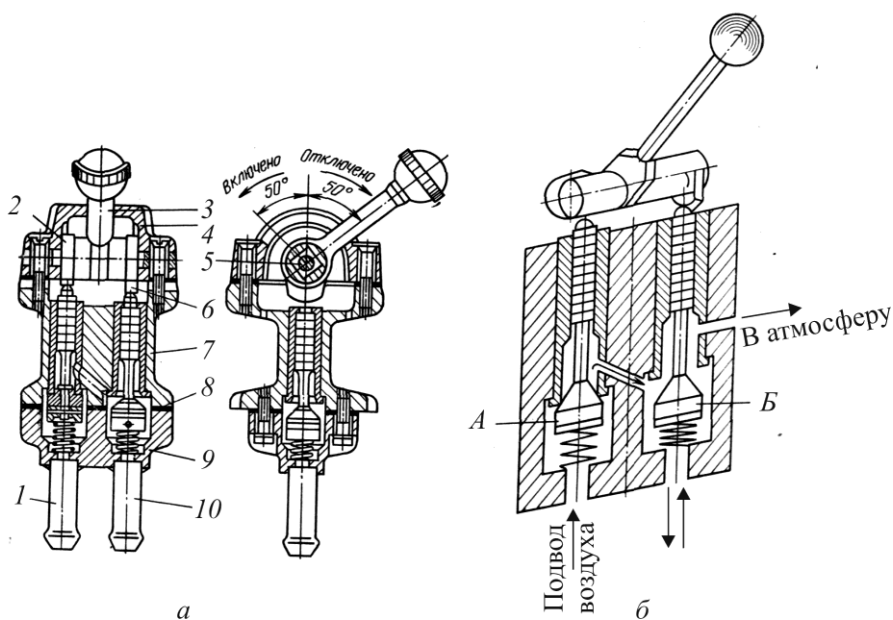


Рис. 4.2. Двухклапанный кран

Принципиальная схема работы двухклапанного крана показана на рис. 4.2, б. Повернув рукоятку до упора в положение «Отключено», как показано на рис. 4.2, а, нажатием кулачка на клапан Б открываем его. Воздух, находящийся в муфте, по отверстию в валу через вертлюжок

устремляется к крану и через отверстие в нем выходит в атмосферу. В это время клапан А закрыт. Как только рукоятка крана будет переведена в противоположное крайнее положение «Включено», клапан Б закроется, а клапан А откроется и воздух из воздушного баллона пройдет через клапан в корпус крана, а затем в камеру под клапаном Б и далее к муфте.

Четырехклапанный кран предназначен для управления двумя муфтами, причем конструкцией предусмотрена такая блокировка, которая исключает одновременное включение двух муфт. Он состоит как бы из двух сдвоенных двухклапанных кранов. Краны этого типа широко применяются в системах пневмоуправления буровых установок.

Регулирующие краны применяют для устройств, требующих регулирования или поддержания требуемого давления воздуха, например в цилиндрах тормозов, при управлении подачей топлива дизелей и др. Для этих целей применяют большей частью мембранные краны, имеющие две мембраны: рабочую и управляющую. Рабочая мембрана управляет клапаном, регулирующим подачу сжатого воздуха из магистрали к исполнительному устройству. Вторая мембрана управляет клапаном, регулирующим подачу и давление воздуха в камере над рабочей мембраной. Разность значений давления под и над рабочей камерой определяется степенью открытия рабочего клапана, а тем самым и давлением воздуха, поступающего в исполнительное устройство.

#### 4.2.2. Регулирующие краны

На рис. 4.3, а показана схема регулирующего мембранного крана тормозной системы лебедки. Камера I постоянно сообщена с магистралью сжатого воздуха. При повороте рукоятки 1 управляющий клапан 3 перемещается в камере III и регулирует подачу воздуха под управляющую мембрану 2, которая регулирует давление воздуха в камере II над рабочей мембраной 4. Если давление воздуха в камере II выше, чем в камере IV, то мембрана 4 прогибается, передвигая рабочий клапан 5, который закрывает отверстие в седле 6, и перемещая его вниз, открывает доступ воздуха из камеры I в камеру IV, откуда он поступает к управляющему устройству.

Кран устанавливается в непосредственной близости от тормозного рычага (см. рис. 4.1, 15). Конструкция регулирующего клапана, применяемого в тормозах буровых лебедок, приведена на рис. 4.3, б.

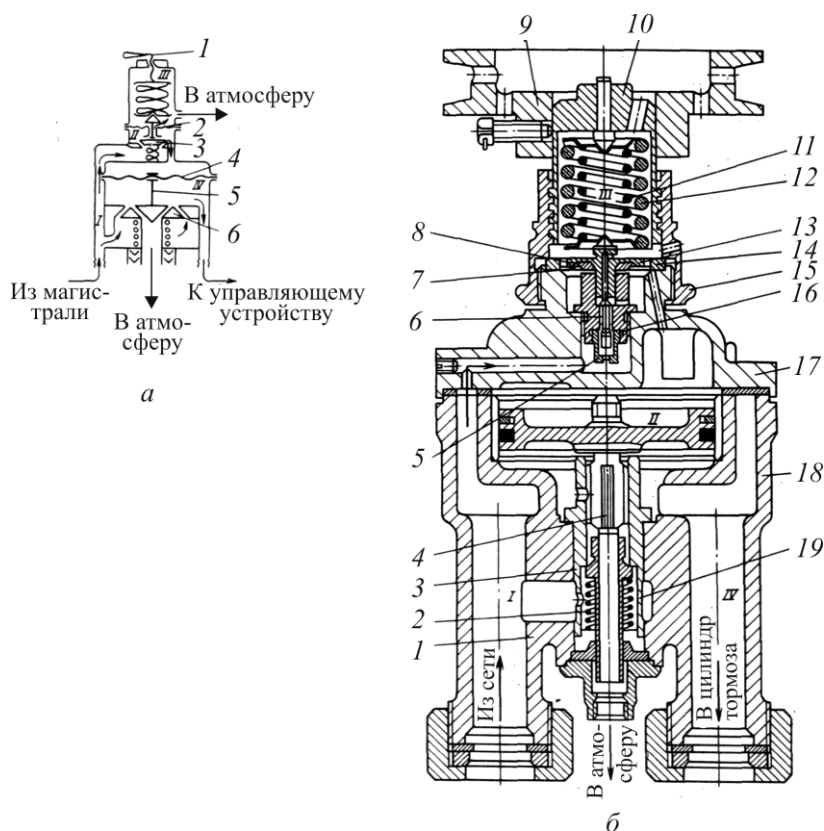


Рис. 4.3. Регулирующий мембранный кран тормоза лебедки:  
а – принципиальная схема крана; б – конструкция

Управление осуществляется поворотом блока 9, соединенного тросиком с тормозным валом. Корпус крана состоит из трех частей: нижней 18, средней 17 и верхней 15, отлитых из чугуна. В нижней части имеется расточка с запрессованной втулкой, в которой расположен поршень 4 с хвостовиком (выпускной клапан). Между средней и верхней частями корпуса и кольцом 14 зажата диафрагма 7 из нержавеющей стали.

В центральное отверстие диафрагмы 7 вставлена шайба 13, хвостовик которой является толкателем для клапана 6. Установленная между пружинами 11 и 12 нажимная шайба 13 постоянно прижата к сталь-

ной диафрагме. Шайба 13 снабжена резиновой прокладкой 8 с кольцевыми уплотняющими выступами.

Кран имеет два двойных клапана: верхний 6 (возбудительный) управляется диафрагмой 7, а нижний (рабочий) – поршнем 4. Бронзовая втулка седла 3 нижнего рабочего клапана ввинчена в нижнюю часть корпуса крана. Латунная втулка 5 седла 16 верхнего возбудительного клапана 6 ввинчена в среднюю часть корпуса 17 крана. Стержень возбудительного клапана имеет четырехгранную форму, поэтому при опущенном клапане воздух может проходить между его гранями и стенками отверстия по втулке. Верхняя часть корпуса крана 15 соединена ленточной резьбой с нажимной головкой 10. При повороте блока 9 головка 10 перемещается, и таким образом регулируется давление пружин 11 и 12 на нажимную шайбу.

Под давлением попавшего в камеру II сжатого воздуха поршень 4 опускается, хвостовик клапана перемещает впускной клапан 19, сжимая пружину 2, и сжатый воздух из магистральной камеры I, размещенной в корпусе 1, через отверстие во втулке 3 проходит в тормозную камеру IV, а из нее в цилиндр тормоза.

### 4.2.3. Клапаны-разрядники

Клапан-разрядник, или ускоритель выпуска воздуха, служит для быстрого отключения (опорожнения) камер шинно-пневматических муфт барабана лебедки (см. рис. 4.1, 11). Для выпуска воздуха из этих муфт через трубопровод небольшого сечения и атмосферное отверстие в кране пульта бурильщика потребовалось бы слишком много времени. Клапан-разрядник, установленный в непосредственной близости от муфты, сокращает время выпуска воздуха.

Стальной корпус 1 клапана (рис. 4.4) соединен резьбой с крышкой 7. Для дополнительного уплотнения резьбового соединения предусмотрена паронитовая прокладка. Внутри корпуса скользит большой клапан 5, полость которого закрыта гайкой 8. Между гайкой и клапаном также предусмотрена паронитовая прокладка. В расточке левого торца большого клапана находится резиновая уплотнительная шайба 4. В полости большого клапана двигается малый клапан 6, по наружной цилиндрической поверхности которого сделаны пазы для прохода воздуха. В корпусе вокруг штуцера просверлены атмосферные отвер-

стия 3. При наполнении шинно-пневматической муфты воздух поступает в штуцер крышки 7, проходит через отверстие 9 в гайке 8, пазы малого клапана 6 и через отверстие 2 в левом торце большого клапана 5 поступает в штуцер корпуса 1.

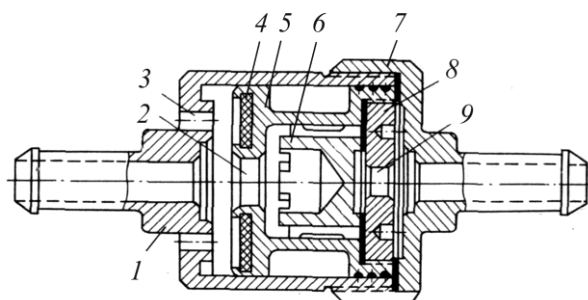


Рис. 4.4. Клапан-разрядник

Сжатый воздух мог бы пойти в атмосферные отверстия 3, но, поскольку площадь сечения отверстия 9 меньше площади сечения отверстия 2 и меньше суммарной площади сечения отверстий 3, образуется повышенное давление справа от клапанов, передвигающее их влево. При этом уплотнительная шайба 4 надежно перекрывает атмосферные отверстия 3.

Если необходимо выключить муфту, бурильщик при помощи крана соединяет воздухопровод, ведущий к муфте, с атмосферой. Давление слева от клапанов становится выше, чем справа, малый клапан под действием разницы значений давления перемещается вправо и перекрывает выход воздуха в отверстие 9, тогда и большой клапан отходит влево, открывая выход воздуху из полости муфты в отверстие 3. Для повышения износоустойчивости и защиты от коррозии поверхность корпуса крышки и клапаны хромируются или выполняются из нержавеющей стали.

Клапан-разрядник устанавливают в трубопроводе так, чтобы атмосферные отверстия были направлены в сторону шинно-пневматической муфты. Более надежно клапан-разрядник работает, когда он расположен под углом  $45^{\circ}$ – $60^{\circ}$  к вертикали и атмосферные отверстия направлены вверх.

#### 4.2.4. Торцовые вертлюжки

Вертлюжок (см. рис. 4.1, *12*) предназначен для подвода сжатого воздуха к шинно-пневматической муфте или другим частям машин через торец вращающегося вала. В буровых установках применяются прямоточные торцовые вертлюжки, обеспечивающие постоянное соединение включенной шинно-пневматической муфты с воздухопроводом, который сообщается с воздухохранилищем. Вертлюжок состоит из трех основных элементов: неподвижного корпуса, непосредственно соединяющегося с воздухопроводом, шпинделя вертлюжка и торцевой уплотнительной втулки, установленной в неподвижной части корпуса вертлюжка и соприкасающейся с торцом вращающегося шпинделя.

Вертлюжки выполняются одно- и двухканальными. Они обладают высокой степенью герметичности, просты в изготовлении и надежны в эксплуатации. Безманжетный вертлюжок имеет диаметр отверстия в шпинделе 16 мм и рассчитан на работу при давлении до 1,2 МПа при частоте вращения шпинделя 1000 об/мин.

Корпус одноканального вертлюжка *8* (рис. 4.5, *a*) опирается на два шариковых подшипника *7*, укрепленных на шпинделе *9*. Последний может крепиться к торцу вала при помощи фланца или на резьбе (для герметичности установлено резиновое кольцо *10*). Подшипники удерживаются от продольного перемещения на шпинделе разрезным кольцом *6*. К корпусу вертлюжка болтами крепится крышка *1* со штуцером *12* для подсоединения резинового шланга воздушной магистрали. Внутри крышки помещается уплотнительная втулка *5*, резиновое уплотнительное кольцо *4*, конусная стальная шайба *3* и пружина *2*. Подшипники смазываются с помощью масленки *11*.

Сжатый воздух, поступая в вертлюжок, давит на резиновое уплотнительное кольцо *4* и втулку *5*, которая прижимается к торцу шпинделя и создает необходимое уплотнение между корпусом и вращающимся шпинделем. Пружина *2* служит для создания первоначального давления на конусную шайбу *3*, уплотнительное кольцо *4* и втулку *5*, когда воздух еще не включен. Шпиндель *9* должен иметь закаленную и полированную торцовую поверхность и в месте сопряжения с уплотнительной втулкой минимальную разницу в толщине стенок. Уплотнительная втулка изготовлена из текстолита.

Во втулках делается скос, в который под действием сжатого воздуха вдавливается резина уплотнительного кольца, создавая большую герметичность. Кроме того, запрессованная в конусный зазор резина лучше удерживает втулку от проворота. Резина должна быть маслостойкой. Корпус вертлюжка удерживается от проворота резиновым шлангом, подводящим воздух.

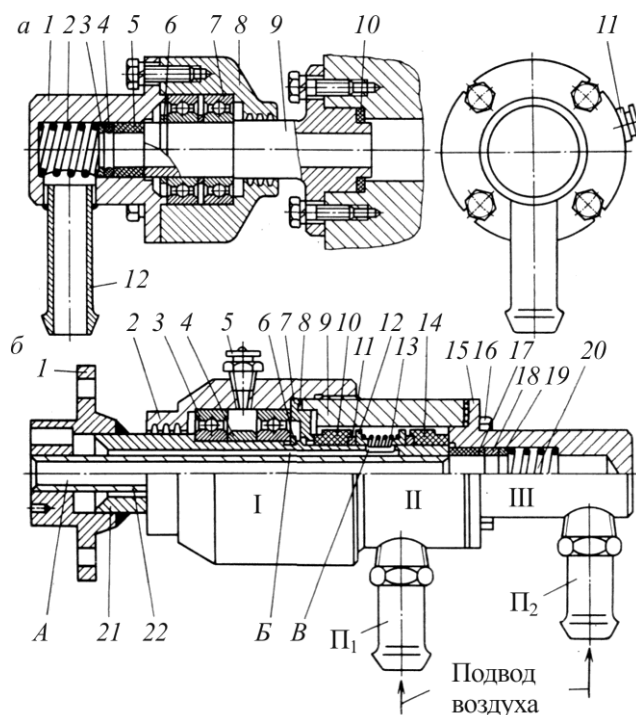


Рис. 4.5. Торцовые вертлюжки

Для раздельного подвода сжатого воздуха к двум муфтам применяется торцовый двухканальный вертлюжок (рис. 4.5, б). Он имеет шпindel, состоящий из наружной трубы 21 с окнами В и внутренней 22. Внутренняя труба приварена к наружной, и обе они приварены к фланцу 1. Вертлюжок болтами крепится к торцу вращающегося вала. Трубы 21 и 22 вертлюжка образуют полости А и Б, по которым воздух подводится к вращающемуся валу. На шпинделе на подшипниках 3 посажен корпус вертлюжка 2; между подшипниками установлена распорная втулка 4. Подшипники удерживаются на шпинделе пружинной разрезной шайбой 6. Между корпусом вертлюжка и крышкой 9 установлена фигурная торцовая шайба 7. Для герметичности между торцо-



вой шайбой 7 и крышкой 9 установлена прокладка 8. На шпинделе находятся уплотнительные торцовые втулки 10 и 14, которые торцовыми поверхностями прижимаются соответственно к торцовым поверхностям невращающейся шайбы 7 и к крышке вертлюжка 15. Первоначальное прижатие торцовых втулок 10 и 14 к уплотнительным поверхностям осуществляется пружиной 13, помещенной между кольцами 12. Между кольцами 12 и торцовыми втулками 10 и 14 на шпиндель надеты уплотнительные кольца 11 из маслостойкой резины. Эти кольца создают герметичность между шпинделем и торцовыми уплотнительными втулками. Воздух, попадая через патрубок П<sub>1</sub> и окно В в полость Б, давит на торцовую поверхность колец 12 и прижимает уплотнительные втулки к неподвижным поверхностям вертлюжка. Второе торцовое уплотнение (полость А) создается торцовой уплотнительной втулкой 17, которая прижимается к торцу вращающегося шпинделя. Первоначальное прижатие втулки 17 создается пружиной 20. Герметичность между внутренней цилиндрической поверхностью крышки 15 и втулкой 17 создается резиновым кольцом 18. Воздух в полость А поступает через патрубок П<sub>2</sub>.

Вращающимися элементами сдвоенного вертлюжка являются: шпиндель, приваренный к фланцу 1, уплотнительные торцовые втулки 10 и 14, резиновые кольца 11 и 12, пружина 13. Остальные детали вертлюжка не вращаются. Воздух, попадая через патрубок П<sub>2</sub> в полость А, давит на торец кольца 19 и прижимает торцовую втулку к шпинделю. Крышка 9 ввинчивается в корпус вертлюжка, а крышка 15 крепится к крышке 9 болтами 16. Подшипники смазываются с помощью пружинной масленки 5. Корпус вертлюжка удерживается от вращения воздухоподводящими шлангами, укрепленными на патрубках.

### 4.3. ПУЛЬТ БУРИЛЬЩИКА

В буровых установках применяют различные агрегаты и механизмы. Для управления ими используют устройства, включающие штурвалы, рукоятки, рычаги, переключатели, командоконтроллеры, кнопки, приводящие в действие системы управления: пневматические, электрические и механические. Система обратной связи оборудуется контрольными приборами с циферблатами, сигнальными лампочками

и другими указывающими устройствами, информирующими оператора об исполнении команды или режима работы.

Все эти устройства для удобства и обеспечения оперативности управления сосредоточены на нескольких пультах управления. Для удобства контроля и наблюдения за режимом выполнения технологических операций и обеспечения безопасности работы персонала пульта управления и панели располагают в удобных местах для оперативного управления и наблюдения за работой агрегатов и механизмов буровой установки.

Большая часть органов управления сосредоточена на уровне пола буровой вблизи ротора, где работает бурильщик. Эти органы расположены на нескольких пультах у управляемых агрегатов. Здесь находятся пульта управления бурильщика ротором и лебедкой, ключом, вспомогательной лебедкой, регулятором подачи (РПД), противовыбросовым оборудованием, комплексом автоматизации спуско-подъемных операций.

В буровых установках с групповым дизельным приводом около каждого дизеля устанавливают пульт управления. В некоторых установках применяют пульта управления компрессорными станциями, пульта управления буровыми насосами и противовыбросовым оборудованием.

Пульта бурильщика довольно однотипны (рис. 4.6) и состоят из сварного железного корпуса в виде шкафа с наклонной панелью и горизонтальной подставки. Рядом с этим шкафом располагают тормозной рычаг ленточного тормоза лебедки, а в некоторых установках – рычаг пневмоуправления этим тормозом. На пульте расположено 20 управляющих органов и 16 сигнализирующих устройств.

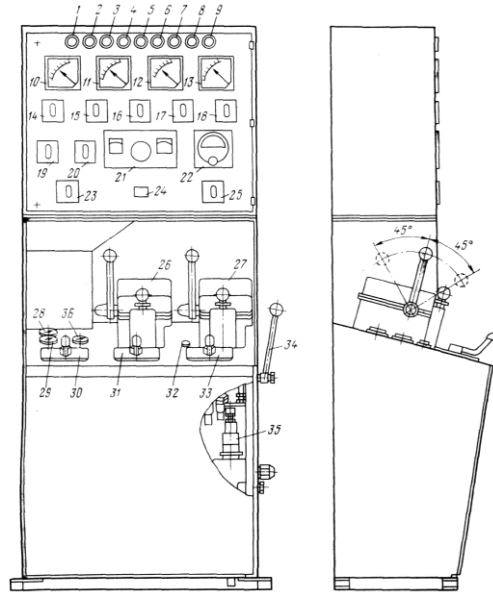


Рис. 4.6. Пульт бурильщика буровой установки

На вертикальной панели смонтированы девять лампочек, сигнализирующих о включении муфт лебедки 1 и 2 и вспомогательного тормоза 3, о наличии давления воздуха в системе 4, резерв 5, о пуске в работу ротора 6, РПД 7, буровых насосов 8 и 9.

На этой же панели установлены четыре амперметра 10–13 и девять универсальных переключателей: включение спуска колонны 14; выбора муфт 15; включение РПД 16; защиты лебедки 17; включение компрессоров 18; включение и снятие сигнала 19; выбора режима работы 20; аварийного выключения насосов 23; отключения вводов 25. Кроме того, здесь находятся переключатели устройства для управления РПД 21 и охлаждения тормоза 24, а также указатель частоты вращения ротора 22.

На горизонтальной панели размещены три манометра, фиксирующие: давление сжатого воздуха в сети 29, давление в шинно-пневматической муфте барабана лебедки 28 и давление в тормозном цилиндре 36; три четырехклапанных крана для включения муфты: привода лебедки 30, соединяющего вал барабана с КПП или с РПД 31, «тихих» и «быстрых» скоростей 33, и сигнальная лампочка 32. На этой же панели размещены два командоконтроллера: управления приводом лебедки 26 и управления электротормозом лебедки 27. На боковой па-

нели смонтирована рукоятка 34 управления тормозным краном 35 ленточного тормоза лебедки.

Все органы управления и приборы контроля расположены так, что бурильщик может управлять процессом бурения и контролировать его, не меняя своей рабочей позы. Пульты дизелиста и другие конструктивно похожи на пульт бурильщика, но имеют всего несколько органов управления и контрольных приборов.

#### 4.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ВОЗДУХА, НЕОБХОДИМОГО ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ УСТАНОВКОЙ

При расчете количества воздуха исходят из максимальной потребности сжатого воздуха при СПО. Потребителями сжатого воздуха являются: шинно-пневматические (или другого типа) муфты, тормоз лебедки, пневмораскрепитель, буровой пневматический ключ, пневматические клинья и ключи. Периодичность включения этих механизмов при СПО определяют из условия спуска или подъема  $l = 1000$  м бурильных труб в 1 ч. Число спускаемых свечей

$$z = \frac{1000}{l_c}, \quad (4.1)$$

где  $l_c$  – длина свечи, м.

Расход сжатого воздуха на спуск одной свечи

$$V = k \sum V_i n_i, \quad (4.2)$$

где  $k$  – коэффициент, учитывающий утечки воздуха и его расход на пуск буровых насосов,  $k = 1,15$ ;  $V_i$  – объемы механизмов пневмоуправления,  $\text{м}^3$ ;  $n_i$  – число включений механизмов при спуске одной свечи.

Минутный расход сжатого воздуха,  $\text{м}^3/\text{мин}$ ,

$$V_m = zV/60, \quad (4.3)$$

где  $z$  – число свечей, спускаемых в 1 ч.

Необходимая производительность компрессора определяется из зависимости

$$V_1 p_1 = V_2 p_2 = \text{const}, \text{ или } Q_k p_1 = V_m \text{ПВ} p_{\text{max}}, \quad (4.4)$$

$$Q_k = V_m \text{ПВ} p_{\max} / p_1, \quad (4.5)$$

где  $p_1$  – атмосферное давление,  $p_1 = 0,1$  МПа;  $p_{\max}$  – максимальное рабочее давление, МПа,  $p_{\max} = p_1$ ; ПВ – продолжительность включения, мин, ПВ = 60/ЧВ, ЧВ – частота включения пневмосистем буровых установок, ЧВ  $\leq 30$  в 1 ч, т.е. не чаще чем 1 раз в 2 мин.

## **5. ОБСЛУЖИВАНИЕ И РЕМОНТ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ**

В процессе эксплуатации пневмопривода под воздействием различных факторов изменяются параметры, исчерпываются расходоуемые материалы, стареют или отказывают отдельные компоненты привода, в результате чего снижается качество продукции или вообще прекращается функционирование пневмопривода. Для поддержания пневмопривода в рабочем состоянии проводится техническое обслуживание, плановые ремонты и ремонты при возникновении аварийных отказов. Длительность и надежность эксплуатации пневматических приводов и систем в значительной мере определяются организацией и качеством технического обслуживания, направленного на выполнение требований эксплуатационной документации, а также других необходимых мероприятий.

### **5.1. ОБСЛУЖИВАНИЕ УСТРОЙСТВ ОЧИСТКИ**

Для нормальной работы пневмоприводов необходимо, чтобы загрязненность сжатого воздуха не превышала допустимого уровня. Загрязнителями сжатого воздуха являются вода и компрессорное масло в жидком и парообразном состоянии, твердые и газообразные загрязнители. Наибольшую часть загрязнителей пневмосистем обычно составляют вода и компрессорные масла. Степень загрязненности сжатого воздуха во многом зависит от обслуживания устройств подготовки воздуха, состояния внутренней поверхности трубопроводов и др.

При эксплуатации необходимо обеспечить своевременное удаление загрязнений (конденсата) из резервуаров очистных устройств, чтобы не допускать их заполнения сверх допустимого уровня и попадания загрязнений к потребителю. Слив конденсата из устройств с непрозрачным резервуаром, когда визуальный контроль невозможен, должен производиться периодически по графику, составленному на основании опытных или расчетных данных, исходя из наибольшей возможной влажности воздуха.

В случае применения автоматических устройств отвода конденсата необходимо организовать отвод конденсата так, чтобы исключить

загрязнение окружающей среды. При отказе конденсатоотводчиков необходимо их демонтировать, прочистить демпферные отверстия, промыть предохраняющий автоматическое устройство фильтрующий элемент и наружные поверхности, высушить и установить на место.

В процессе эксплуатации поверхности очистителей интенсивно загрязняются водомасляной эмульсией и другими загрязнениями сжатого воздуха, в связи с этим может нарушиться работа очистителя. Поэтому необходимо периодически промывать очистители растворами, которые не разрушают поверхности деталей этих устройств. При обслуживании очистителей с прозрачными резервуарами необходимость промывки определяется визуально. Для промывки прозрачных резервуаров можно использовать теплую мыльную воду.

В процессе эксплуатации поры фильтрующих элементов забиваются частицами загрязнений, сопротивление проходу воздуха возрастает, появляется необходимость замены фильтрующего элемента или восстановления его пропускной способности. Очистке подвергаются в основном фильтрующие элементы из пористого порошкового материала, а также керамические и сетчатые элементы; бумажные, волокнистые, тканевые и другие фильтроэлементы восстанавливать нецелесообразно.

Фильтрующие элементы восстанавливают следующими способами: пропуская сжатого воздуха в направлении, противоположном направлению движения воздуха при работе фильтра; пропуская химических растворителей в направлении, противоположном направлению движения потока воздуха при фильтрации; пропуская струи горячего газа; ультразвуковой очисткой.

Выбор способа регенерации определяется условиями работы очистного устройства и характером загрязнений. Если загрязнения содержат большое количество металлических примесей, то можно пропускать воздух в обратном направлении или применять химический способ; в случае присутствия в загрязнениях силикатов регенерацию можно производить только механическими способами. При наличии в воздухе органических примесей очистка производится, как правило, термическим или химическим способом.

Химический способ неприменим, если фильтрующие элементы изготовлены из материалов, вступающих в химическую реакцию с растворителями. При этом способе очистки используют такие растворители, как бензин, ацетон, спирт и др. Для регенерации фильтров из по-

ристого порошкового материала и керамических фильтров можно использовать растворы различных кислот с последующей промывкой фильтрующего элемента и нейтрализацией. Недостатком данного способа является необходимость демонтажа фильтрующего элемента. Это также относится к термическому способу очистки.

Ультразвуковая очистка заключается в том, что фильтрующие элементы погружаются в моющую жидкость, в которой возбуждаются ультразвуковые колебания. В связи с тем что силы, действующие на частицы загрязнений, равномерно распределены по всему объёму жидкости, достигается очистка самых мелких пор фильтра. Диапазон частот, применяемых при ультразвуковой очистке, очень широк. Применяют как низкочастотные ультразвуковые колебания (до 20 кГц), так и высокочастотные (100–300 кГц).

Следует отметить, что эффективная работа очистных устройств возможна только в определенном диапазоне расходов, указанном в технической характеристике. В процессе же эксплуатации возможны случаи нарушения режима работы очистных устройств, например при эпизодическом дополнительном использовании сжатого воздуха для обдува деталей. В этом случае, если указанные обстоятельства не учтены, возможно непредусмотренное попадание загрязнений в пневматическую систему.

Диапазон расходов для очистителей указывается в эксплуатационной документации при заданном давлении.

## **5.2. ОБСЛУЖИВАНИЕ СМАЗОЧНЫХ УСТРОЙСТВ**

Выполнение требований по смазыванию трущихся поверхностей пневматических устройств в процессе эксплуатации является одним из важнейших условий обеспечения эксплуатационной надежности пневмоприводов.

Смазочные материалы подаются к трущимся поверхностям пневмоустройств с помощью наливных напорных и безнапорных масленок, пресс-масленок, питателей пневматических импульсного действия или централизованной смазочной системой, маслораспылителями однократного или двукратного (в специальных случаях) распыления.

Техническое обслуживание указанных устройств направлено на своевременное восполнение расходуемых объёмов смазочных материа-



лов и подачу смазочных материалов к трущимся поверхностям с помощью устройств с ручным управлением.

В маслораспылителях и других устройствах, содержащих прозрачные детали (позволяющие визуально определять наличие и качественное состояние смазочного материала), последние в случае загрязнения необходимо промывать теплой мыльной водой или очищать другим способом, не разрушающим поверхность деталей.

Стабильность подачи смазочного материала маслораспылителями в значительной степени зависит от вязкости применяемого масла, которая, в свою очередь, существенно зависит от температуры. Поэтому при достаточно больших изменениях температуры окружающей среды в зоне работы пневмоустройств или изменении температуры сжатого воздуха необходимо регулирование маслораспылителя или смена сорта масла.

Марки, количество и периодичность внесения смазочных материалов оговариваются в эксплуатационной документации на конкретные пневматические устройства. В случае их отсутствия рекомендуется маслораспылители заправлять минеральным маслом вязкостью не более  $35 \text{ м}^2/\text{с}$  при температуре  $50 \text{ }^\circ\text{C}$ . Подача минеральных масел может быть приближенно установлена из расчета 2–5 капель масла на  $1 \text{ м}^3$  воздуха, приведенного к нормальным условиям.

Расход пластичных смазочных материалов определяется периодичностью смазывания трущихся поверхностей. При отсутствии в воздухе влаги в жидком состоянии период между внесением пластичного смазочного материала обычно составляет 5–50 тыс. включений пневмоустройств. Наличие влаги в сжатом воздухе значительно сокращает время между периодами смазывания.

### **5.3. ОБСЛУЖИВАНИЕ ПНЕВМОАППАРАТУРЫ И ПНЕВМОДВИГАТЕЛЕЙ**

Техническое обслуживание пневмоаппаратуры и пневмодвигателей сводится в основном к обеспечению требуемой подготовки сжатого воздуха и контролю их работы. В распределительной аппаратуре необходимо проверить четкость переключения, отсутствие заеданий при ручном и механическом управлении, отсутствие нарушений в цикле, герметичность соединений трубопроводов и стыков, плотность крепления крышек.

В процессе разборки и сборки необходимо соблюдать чистоту и предохранять поверхности деталей от повреждений. Особое внимание следует уделять мерам предосторожности при монтаже эластичных уплотнений, которые могут быть повреждены об острые кромки отверстий и пазов.

Герметичность соединений, трубопроводов и уплотнительных устройств контролируют путем осмотра и прослушивания или с помощью средств, позволяющих обнаружить утечки. При необходимости подтягивают или заменяют соединения, уплотнения, трубопроводы. После замены уплотнений устройства необходимо проверить на герметичность. Следует учесть, что нарушение герметичности вызывает не только увеличение непроизводительного расхода сжатого воздуха, но также может привести к нарушению работоспособности пневматических устройств и заданной последовательности работы пневмопривода, а также к другим видам отказов.

В настраиваемых и регулируемых устройствах следует проверять соответствие регулируемых или настраиваемых параметров заданным значениям, а также состояние стопорящих устройств.

В пневматических двигателях проверяют также скорость перемещения выходного звена и развиваемое усилие.

#### **5.4. ОБСЛУЖИВАНИЕ ТРУБОПРОВОДОВ**

При внесении в сжатый воздух масла для смазывания трущихся поверхностей пневматических устройств часть масла оседает на стенках воздухопроводов, причем из нагретого масла испаряются летучие компоненты, в результате чего образуется слой карбонизированных коксообразных отложений – нагар.

Нерастворимые в масле гудронообразные продукты окисления, смешиваясь с окислами железа (продуктами коррозии стенок воздухопровода) и пылью, поступающей из атмосферы, образуют гудронообразные отложения в воздухопроводе.

Трубопроводы очищают двумя способами: продувкой сжатым воздухом и промывкой водой или химической очисткой.

Продувку сжатым воздухом и промывку водой следует производить при скорости движения воздуха и воды 15–20 м/с. Этот способ дает удовлетворительные результаты при очистке труб от обычных за-

грязнений, но он не позволяет полностью удалить из трубы наплывы, ржавчину и окалину. Проверка качества и степени очистки осуществляется визуально (путем просмотра на свет) или по чистоте выходящих из трубы потоков воды или воздуха. В последнем случае на выходе из трубы ставят лист чистого картона или фанеры и по следам загрязнений определяют качество произведенной очистки. По окончании промывки трубопровод следует продуть сжатым воздухом в течение не менее 10 мин.

Более эффективным способом очистки воздухопроводов является промывка их растворами синтетических поверхностно-активных моющих средств. Наибольшее распространение в промышленности получил сульфанол. Технический сульфанол чаще всего встречается в виде пасты следующего состава: активное вещество – 50–70 %, а остальное – вода и несульфированные вещества. Сульфанол по сравнению с другими поверхностно-активными веществами имеет наименьшее поверхностное натяжение на границе с воздухом, а также наилучшие показатели эмульгирующей способности, пенообразования и моющего действия.

Химическая очистка сульфанолом осуществляется следующим образом. В струю сжатого воздуха через форсунку впрыскивается раствор сульфанола, пена которого на своем пути эмульгирует с масляными отложениями и затем выносится воздухом через спускные вентили. Хорошее качество промывки воздухопроводов практически любой конфигурации, абсолютная безопасность и незначительные подготовительные работы выгодно отличают этот метод от промывки 5%-ным раствором каустической соды.

Жидкие масляные отложения хорошо удаляются впрыскиванием 1–2%-ного раствора сульфанола через форсунку диаметром 1,5–2,0 мм при расходе раствора 1,5–2,0 л/мин. Гудронообразные отложения снимают промывкой 3%-ного раствором сульфанола в течение 2–3 ч.

При отложении твердой фракции следует применять слабый раствор щелочи в комбинации с поверхностно-активным моющим веществом, содержащим 1,0–1,5 % тринатрийфосфата и 1,0–1,5 % сульфанола. После очистки воздухопроводов этим раствором они должны быть тщательно промыты водой. Периодичность химической очистки воздухопроводов зависит от интенсивности образования масляных отложений.

Для выявления нагаромасляных отложений воздухопроводы следует регулярно проверять (примерно один раз в три месяца). Правила-

ми устройства и безопасности эксплуатации компрессоров и воздухопроводов регламентирован срок химической очистки – не реже одного раза в шесть месяцев.

Состояние воздухопровода контролируется путем вскрытия контрольных участков на воздухопроводе. Они представляют собой катушки длиной не менее 250 мм, устанавливаемые на фланцах. В качестве контрольных участков можно использовать и существующие фланцевые соединения арматуры. Контрольные участки целесообразно выбирать в местах наиболее вероятного скопления масляных отложений и на трудно промываемых участках (вертикальных и с местным снижением скорости воздуха). При этом первый должен быть у компрессора, второй – на расстоянии 5–7 м от компрессора, следующие – на расстоянии 10–15 м один от другого. Расстояние между контрольными участками на воздухопроводе после ресивера должно составлять 30–40 м, причем ближайший к воздухоборнику участок должен быть удален от него на 5–10 м. По мере удаления от воздухоборника расстояние между контрольными участками может быть увеличено до 150–350 м, если в сети на этих участках масляных отложений не обнаруживается.

## **5.5. ТЕХНИЧЕСКОЕ ДИАГНОСТИРОВАНИЕ И РЕМОНТ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПРИВодОВ**

Время, затраченное на ремонт пневмопривода, складывается из двух составляющих: времени на отыскание неисправности и времени на устранение неисправности. Время на отыскание неисправности можно сократить путем использования определенных методов, алгоритмов, технической диагностики, позволяющих определить место неисправности при минимальном числе проверок, а также применения различного вида индицирующих и дублирующих устройств, позволяющих сократить время каждой проверки.

К устройствам индикации относят: световые диоды на электромагнитах, встроенные в пневмоустройства, соединения и другие элементы привода, штырьковые индикаторы давления, штырьковые индикаторы положения распределительного органа пневмоустройств и др. К дублирующим устройствам относят: устройства ручного включения

электрораспределителей; устройства для ручного переключения распределительного органа в распределителях с пневматическим управлением и др.

Следует также учитывать, что отказы пневмопривода могут быть как внезапными, так и постепенными. В первом случае отказ характеризуется скачкообразным изменением значений одного или нескольких заданных параметров привода. Это приводит обычно к остановке привода или нарушению последовательности цикла, т.е. отказ очевиден, функционирование объекта прекращается для проведения ремонта.

Во втором случае значения одного или нескольких параметров объекта изменяются постепенно, что может быть вызвано изменениями износостойкости, прогрессирующим нарушением настройки или регулировки, уменьшением проходных сечений дросселирующих пневмоустройств, чрезмерным увеличением утечек и др. В этом случае видимых нарушений в работе пневмопривода может и не быть, однако наличие постепенного отказа приводит к ухудшению качества работы привода или (и) уменьшению производительности труда.

Своевременное выявление и устранение постепенных отказов имеет важное значение, так как позволяет сократить число непредвиденных аварийных ремонтов, обеспечить качество выпускаемого продукта на требуемом уровне.

Существуют различные способы отыскания неисправностей в системах, отличающиеся по сложности, степени математического обеспечения, областям применения.

Применительно к пневмоприводам можно выделить два способа:

1. На основе анализа принципиальной схемы привода с использованием специального математического аппарата составляется таблица неисправностей, в которой описывается оптимальная последовательность проверки элементов системы в зависимости от внешних проявлений неисправностей. Такая таблица может быть приведена в руководстве по эксплуатации привода (машины).

2. Поиск неисправностей производится с использованием перечня рекомендаций, выведенных на основе опыта эксплуатации пневмоприводов с учетом функциональных, конструктивных и других особенностей пневмоустройств.

Этот способ может дать положительные результаты при относительно простых схемах пневмоприводов. При отыскании неисправностей следует также учитывать следующее:

1. Необходимо тщательно изучить техническую и эксплуатационную документацию на пневмопривод (правила обслуживания привода и устройств, указания по эксплуатации и др.).

2. Если схема привода сложна, необходимо для облегчения процесса выявления неисправностей условно разделить ее на части по выполняемым функциям, по последовательности работы и др.

3. Приступая к отысканию неисправности, в первую очередь следует внешним осмотром проверить состояние механической части привода и машины (не заклинилась ли какая-либо деталь, материал или подвижная часть машины, не поломаны ли детали приводных механизмов устройств с механическим управлением и др.). При этом не надо воздействовать на кнопки, конечные выключатели и др. во избежание несчастных случаев или поломки устройств.

4. Необходимо проверить соответствие давления сжатого воздуха на входе в пневмопривод данным эксплуатационной документации. Если по условиям производства в случайные моменты времени могут подключаться дополнительные потребители и при этом общий расход воздуха будет превышать производительность компрессора, то могут возникать сбои (перемежающиеся отказы), такие, как нарушение временной последовательности, снижение усилий привода ниже допустимых и др. Это необходимо учитывать при проверке давления воздуха.

5. Проверить наличие напряжения в сети, если в пневмоприводе применены устройства с электрическим управлением.

6. Проверить состояние трубопроводов, в особенности эластичных, отсутствие на них перегибов, скручиваний и др., а также герметичность соединений.

7. При проверке работоспособности привода, содержащего пневмоцилиндр и пневмораспределитель с глушителями, следует учесть следующее:

– утечки из атмосферного канала распределителя могут быть в результате не только повреждения уплотнений в распределителе, но и выхода из строя уплотнений на поршне в цилиндре;

– причиной изменения динамики привода может быть не только разрегулирование или неисправность регулирующих устройств (дросселей с обратным клапаном, дросселей с механическим управлением и др.), но и засорение глушителей.

Пневмопривод целесообразно ремонтировать путем замены пневмоустройств. Это сокращает время ремонта производственного оборудования, что очень важно, и, с другой стороны, восстановление отказавших пневмоустройств в специализированных мастерских обеспечивает более высокое качество ремонта благодаря более высокой квалификации ремонтников, применению более прогрессивных технологических приемов, значительному уменьшению возможности внесения загрязнений во внутренние полости пневмоустройств.

При демонтаже и монтаже пневмоустройств в процессе ремонта необходимо соблюдать следующие правила.

1. Уплотнительные кольца, прокладки на стыковых поверхностях, в соединениях и др. надо заменить.

2. При отсоединении трубопроводов (даже в случае отсоединения одного конца) желательно их маркировать (особенно это касается гибких трубопроводов), что позволит избежать ошибок при монтаже пневмоустройств.

3. Особое внимание при монтажно-демонтажных работах следует уделять предотвращению попадания загрязнений во внутренние полости пневматических устройств.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – М.: Машиностроение, 2011. – 320 с.
2. Гидравлические и пневматические системы: учеб. для сред. проф. учеб. заведений / А.Г. Схиртладзе, В.И. Иванов, В.Н. Кареев; под ред. Ю.М. Соломенцева. – М.: Высш. шк., 2006. – 534 с.
3. Лепешкин А.В., Михайлин А.А. Гидравлические и пневматические системы: учебник для студ. учреждений сред. проф. образования; под ред. проф. Ю.А. Беленкова. – 9-е изд., стер. – М.: Академия, 2015. – 336 с.
4. Кудрявцев А.И., Пятидверный А.П., Рагулин Е.А. Монтаж, наладка и эксплуатация пневматических приводов и устройств. – М.: Машиностроение, 1990. – 208 с.
5. Расчет поршневого компрессора: метод. указания по расчетно-графической работе по курсу «Нагнетатели и тепловые двигатели» / сост. Д.Л. Жуховицкий. – Ульяновск: Изд-во УлГТУ, 2001. – 14 с.
6. Расчет поршневого компрессора: метод. указания к расчетно-графической работе по курсам «Теплотехника» и «Техническая термодинамика и теплотехника» / сост. В.И. Шаломов, И.Г. Суходоев. – Комсомольск-на-Амуре: Изд-во КнАГТУ, 2010. – 12 с.
7. Пневмопривод: Краткий курс лекций / сост. С.П. Матяш, С.В. Речкин. – Новосибирск: Изд-во НГАУИИ, 2010. – 164 с.
8. Суслов Н.М., Лагунова Ю.А. Объемные гидравлические машины гидро- и пневмоприводов: учеб. пособие. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2010. – 350 с.



Учебное издание

Шишлянников Дмитрий Игоревич,  
Зверев Валерий Юрьевич,  
Островский Виктор Георгиевич,  
Иванов Сергей Леонидович

# **ПНЕВМОПРИВОД БУРОВОГО И НЕФТЕДОБЫВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ**

Учебное пособие

Редактор и корректор *Н.А. Панова*

---

Подписано в печать 9.12.2019. Формат 60×90/16.  
Усл. печ. л. 7,0. Тираж 33 экз. Заказ № 212/2019.

---

Издательство  
Пермского национального исследовательского  
политехнического университета.  
Адрес: 614990, г. Пермь, Комсомольский проспект, 29, к. 113.  
Тел. (342) 219-80-33.