

Министерство образования и науки Российской Федерации

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
«Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет»

Кафедра отопления и вентиляции

ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

Методические указания к курсовой работе
по дисциплине «Технологические энергоносители предприятий»
для студентов направления 140100 Теплоэнергетика

Нижний Новгород
ННГАСУ
2010

УДК 621.51(533.2)

ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

Методические указания к курсовой работе по дисциплине «Технологические энергоносители предприятий» для студентов направления 140100 Теплоэнергетика.

Нижний Новгород, издание ННГАСУ, 2010, С.52.

В методических указаниях представлены рекомендации по разработке принципиальной схемы компрессорной станции для воздухообеспечения производственного предприятия, расчету и подбору оборудования станции, гидравлическому расчету системы воздухообеспечения.

Табл. 3, рис. 25, библиогр. назв. 16, прил. 4.

**Составители: д.т.н., профессор Дыскин Л.М.,
к.т.н., доцент Осипов Ю.В.**

СОДЕРЖАНИЕ

1 Цель работы	4
2 Оборудование компрессорной станции	4
2.1 Классификация компрессоров	4
2.2 Конструктивные схемы компрессоров	5
2.3 Область применения компрессоров	8
2.4 Вспомогательное оборудование компрессорной станции	9
2.5 Очистка воздуха от пыли	11
2.6 Охлаждение воздуха	17
2.7 Осушение воздуха	19
2.8 Потребители сжатого воздуха	25
2.9 Расход сжатого воздуха потребителями	26
2.10 Транспортирование сжатого воздуха. Воздухопроводы	28
2.11 Воздухосборники	37
2.12 Водоотделители и водоотводчики	40
2.13 Утечки сжатого воздуха	44
3 Порядок выполнения курсовой работы	44
3.1 Исходные данные	44
3.2 Расчет производительности компрессорной станции	45
3.3 Разработка принципиальной схемы компрессорной станции	45
3.4 Расчет и подбор оборудования компрессорной станции	45
3.5 Компоновка и расчет воздухопроводов системы воздухоснабжения	46
3.6 Порядок оформления	46
3.7 Порядок защиты	46
Список литературы	47
Приложение 1. Технические характеристики установок адсорбционной осушки воздуха	49
Приложение 2. Номограмма для гидравлического расчета трубопроводов сжатого воздуха	50
Приложение 3. Номограмма для гидравлического расчета резиновых шлангов	51
Приложение 4. Таблица гидравлического расчета системы воздухоснабжения	52

1 ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Целью работы является расчет и разработка принципиальной схемы компрессорной станции в соответствии с заданием. Для этого необходимо:

1. Освоить методику расчета и подбора агрегатов компрессорной станции.
2. Разработать схему разводки воздухопроводов по территории предприятия и выполнить гидравлический расчет системы воздухообеспечения.

2 ОБОРУДОВАНИЕ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ

2.1 Классификация компрессоров

Компрессорами называют машины, служащие для сжатия воздуха, других газов и паров до давления 3 бар и выше.

Компрессоры классифицируют по следующим признакам:

- 1) по применению: стационарные, транспортные;
- 2) по назначению: компрессоры общего назначения – воздушные, вырабатывающие сжатый воздух давлением 3...49 бар; компрессоры специальные;
- 3) по роду сжимаемого тела: воздушные, газовые, паровые;
- 4) по числу цилиндров: одноцилиндровые, многоцилиндровые;
- 5) по роду привода: с механическим приводом, с электрическим приводом; с приводом от паровой турбины, с приводом от газовой турбины, с приводом от двигателя внутреннего сгорания (ДВС);
- 6) по числу ступеней сжатия: одноступенчатые, многоступенчатые;
- 7) по охлаждению: неохлаждаемые, охлаждаемые водой с внутренним охлаждением и с промежуточным охлаждением, охлаждаемые воздухом;
- 8) по устройству и принципу работы: объемные (поршневые, ротационные, винтовые), лопастные (центробежные и осевые), струйные.

Лопастные центробежные и осевые компрессоры называют также турбокомпрессорами [1, 2, 6, 10].

2.2 Конструктивные схемы компрессоров

Схема поршневого компрессора простого (одностороннего) действия изображена на рис. 1, а. Двигатель 1 при помощи кривошипно-шатунного механизма приводит в движение поршень 2. При движении поршня вправо в цилиндре 3 образуется разрежение, в результате чего внешнее давление открывает всасывающий клапан 4, и на протяжении всего хода поршня происходит всасывание в цилиндр атмосферного воздуха или другого газа.

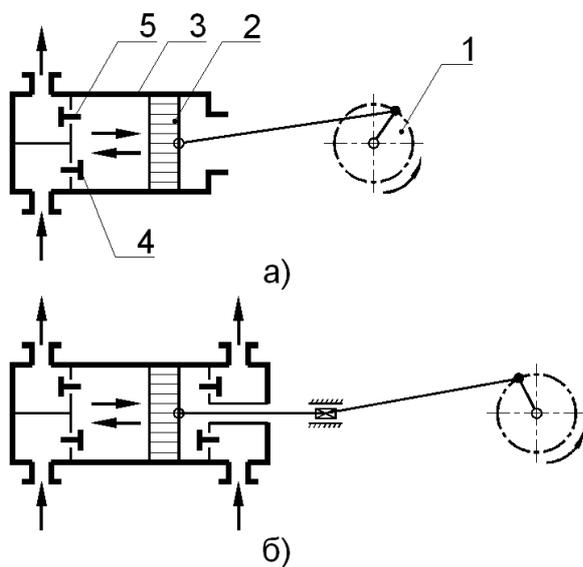


Рис. 1. Схема поршневого компрессора:

а – компрессор простого действия; б – компрессор двойного действия; 1 – двигатель; 2 – поршень; 3 – цилиндр; 4 – всасывающий клапан; 5 – нагнетательный клапан

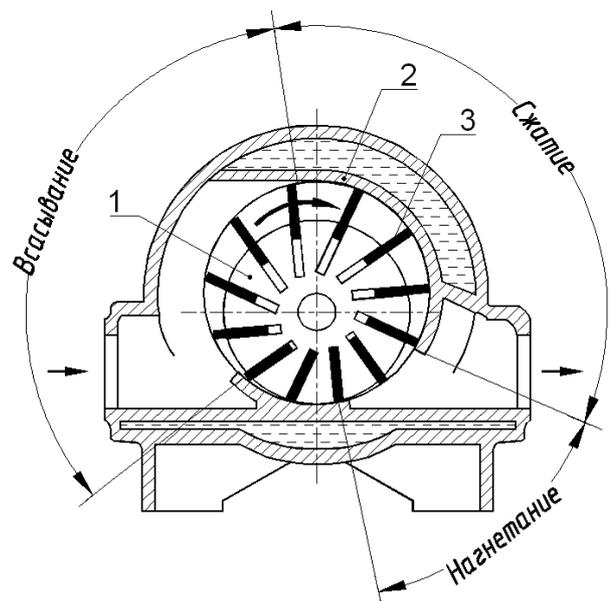


Рис. 2. Схема ротационного компрессора:

1 – ротор; 2 – корпус; 3 – пластины

При обратном ходе поршня давление воздуха в цилиндре начинает превышать атмосферное, и всасывающий клапан закрывается. При этом происходит сжатие воздуха в цилиндре. Когда давление воздуха в цилиндре превысит давление среды, куда подается сжатый воздух, открывается нагнетательный клапан 5 и воздух начинает выталкиваться в магистраль. При ходе поршня вправо давление в цилиндре быстро снижается, нагнетательный клапан 5 закрывается под воздействием избытка давления воздуха в магистрали. Начинается новый процесс компрессора.

Для увеличения производительности и создания компактных компрессоров применяют всасывание с обеих сторон поршня. Компрессоры с двумя рабочими полостями (рис.1, б) называются компрессорами двойного действия.

На рис. 2 показана схема ротационного пластинчатого компрессора. Внешний двигатель приводит в движение ротор 1, размещенный эксцентрично в корпусе 2. При вращении ротора тонкие пластины 3 выходят из пазов (шлицев) в роторе и прижимаются центробежной силой к стенкам корпуса, образуя со стенками и поверхностью ротора переменные по объёму емкости. Поступивший воздух постепенно сжимается за счет сближения поверхностей ротора и корпуса, а затем выталкивается в выхлопной патрубок.

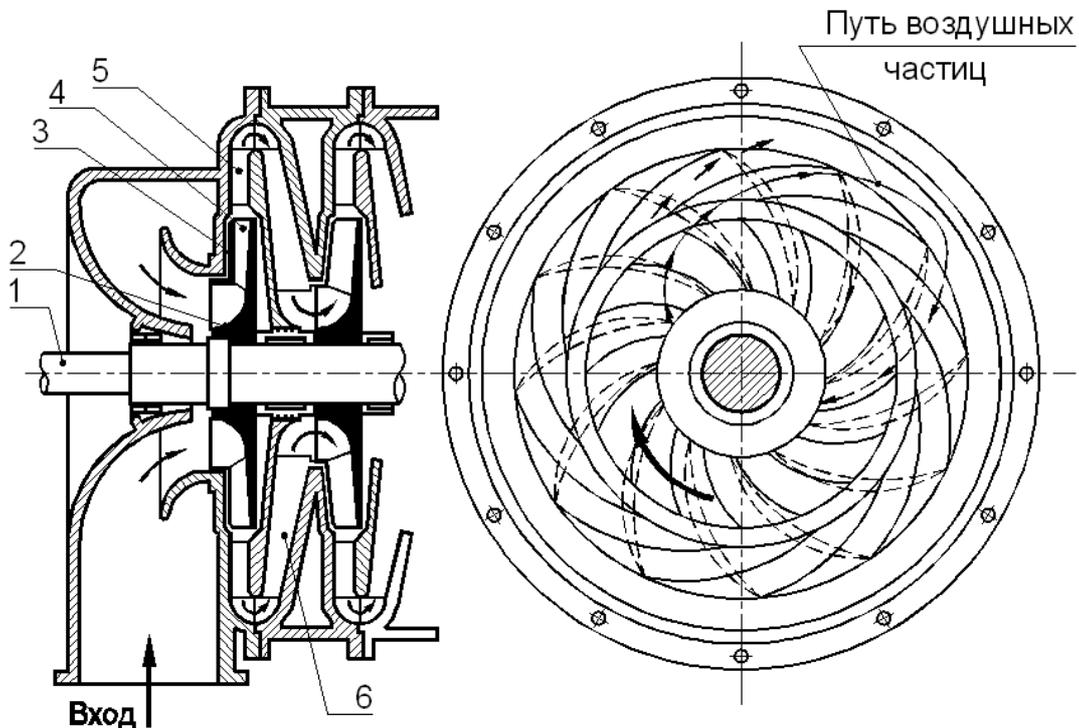


Рис. 3. Схема центробежного компрессора:

1 – вал; 2, 3 – диски; 4 – рабочие лопатки; 5 – диффузор; 6 – обратный направляющий аппарат

Схема центробежного компрессора показана на рис. 3. На вал 1 насажены рабочие колеса, имеющие рабочие лопатки 4, закрепленные между дисками 2 и 3. При вращении рабочего колеса воздух всасывается через входное отверстие и центробежной силой отжимается к периферии. При этом возрастает скорость воздуха. В диффузоре 5 кинетическая энергия воздуха превращается в давле-

ние. Если давление, создаваемое одной ступенью, недостаточно, воздух последовательно пропускают через несколько рабочих колес: при этом воздух из диффузора поступает в обратный направляющий аппарат 6.

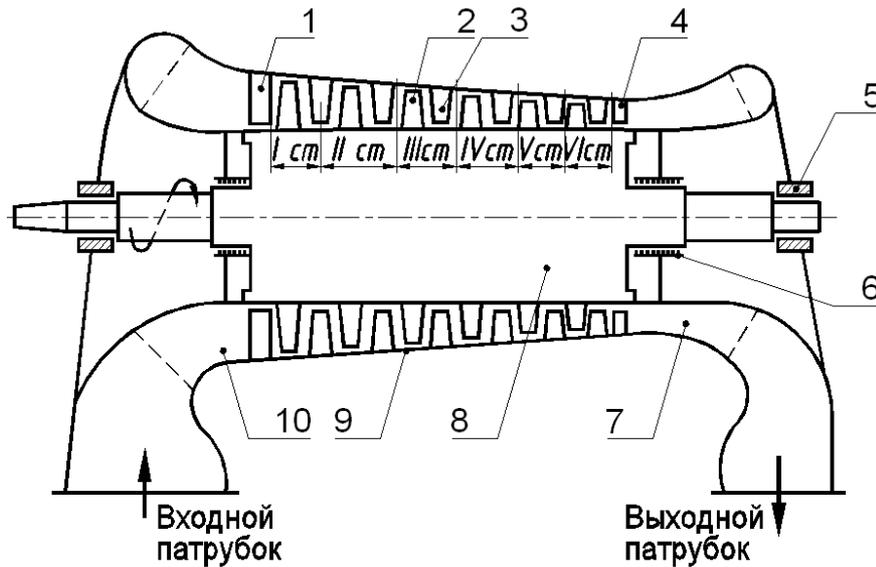


Рис. 4. Схема многоступенчатого осевого компрессора:

1 – входной направляющий аппарат; 2 – рабочее колесо; 3 – направляющий аппарат; 4 – спрямляющий аппарат; 5 – подшипник; 6 – уплотнение; 7 – диффузор; 8 – ротор; 9 – корпус (цилиндр); 10 – конфузор

На рис.4 приведена схема многоступенчатого осевого компрессора. Рабочие лопатки 2 ротора компрессора представляют собой профили, изготовленные таким образом, что воздух, входящий при вращении этих лопаток в межлопаточные каналы с большой относительной скоростью, на выходе теряет часть этой скорости, вследствие чего происходит увеличение его давления. При течении в межлопаточных каналах направляющих лопаток 1, 3, 4 воздух или только меняет свое направление для безударного входа на рабочие лопатки следующей ступени, или одновременно теряет значительную часть абсолютной по отношению к неподвижным направляющим лопаткам скорости и получает дополнительное давление.

В струйном аппарате (рис. 5) рабочее тело (сжатый воздух, газ, пар), обладающее повышенным давлением p_v , проходя через сопло 1, расширяется до давления, равного или меньшего p_n давления всасываемого воздуха, и, приобретая большую скорость, подсасывает воздух низкого давления. Смесь рабоче-

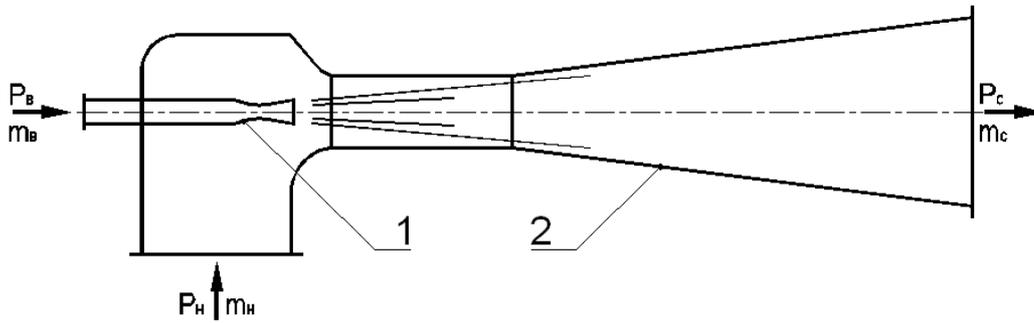


Рис. 5. Схема струйного компрессора:

1 – сопло; 2 – диффузор

го тела и сжимаемого газа, обладающая значительной скоростью, проходит через диффузор 2, где за счет уменьшения скорости давление возрастает до величины p_c .

2.3 Область применения компрессоров

Наибольшее применение получили центробежные и поршневые компрессоры, вырабатывающие воздух давлением 7...9 бар для привода пневматических устройств, инструментов и машин.

Поршневые компрессоры имеют производительность до 100 м³/мин по всасыванию. Отдельные поршневые компрессоры изготавливают производительностью до 200 м³/мин. Поршневые компрессоры могут быть построены на любое давление; их строят преимущественно на давление до 100 бар.

Ротационные компрессоры изготавливают производительностью 2...65 м³/мин при давлении 4...8 бар.

Для подачи воздуха в камеры сгорания газотурбинных установок применяют центробежные и осевые компрессоры.

Центробежные компрессоры изготавливают производительностью свыше 200 м³/мин. В отдельных случаях центробежные компрессоры изготавливают малой производительности (50...80 м³/мин). Турбокомпрессоры производительностью ниже 50 м³/мин применяют очень редко. Центробежные компрессоры получили преимущественное распространение на давления до 10 бар и произ-

водительностью свыше 12000 м³/ч (200 м³/мин). Пределы производительности центробежных компрессоров 1000...150000 м³/ч. Отдельные экземпляры строят на давление до 50...80 бар.

Осевые компрессоры изготавливают преимущественно на давление до 6...8 бар от производительностей, превышающих 15000 м³/ч.

Термодинамические основы работы компрессоров более подробно рассматриваются в дисциплине "Термодинамика", а их конструктивные особенности – в дисциплине "Тепловые двигатели и нагнетатели".

2.4 Вспомогательное оборудование компрессорной станции

Вспомогательное оборудование предназначено для обеспечения экономичной, надежной и длительной работы компрессорной станции, уменьшения износа компрессоров, а также для подачи потребителям сжатого воздуха требуемого давления, необходимой температуры, чистоты и минимальной влажности.

К вспомогательному оборудованию компрессорной станции относятся:

- устройства для очистки всасываемого воздуха от механических примесей и влаги – фильтркамеры и фильтры;
- устройства для охлаждения сжатого воздуха – промежуточные и конечные (концевые) воздухоохладители (холодильники);
- устройства для очистки и осушки сжатого воздуха от масла и воды – масло-водоотделители;
- сосуды для аккумуляции сжатого воздуха и выравнивания давления в пневмосети – воздухосборники (ресиверы), воздухохранительные емкости (баллоны), буферные емкости;
- устройства для осушки сжатого воздуха – осушительные установки;
- устройства для наполнения сжатым воздухом баллонов (наполнительные рампы).

Вспомогательное оборудование для простейшей установки низкого давления с двухступенчатым поршневым компрессором выбирается и размещается в соответствии с принципиальной схемой производства сжатого воздуха. На рис. 6 приведена принципиальная технологическая схема двухступенчатой поршневой компрессорной установки.

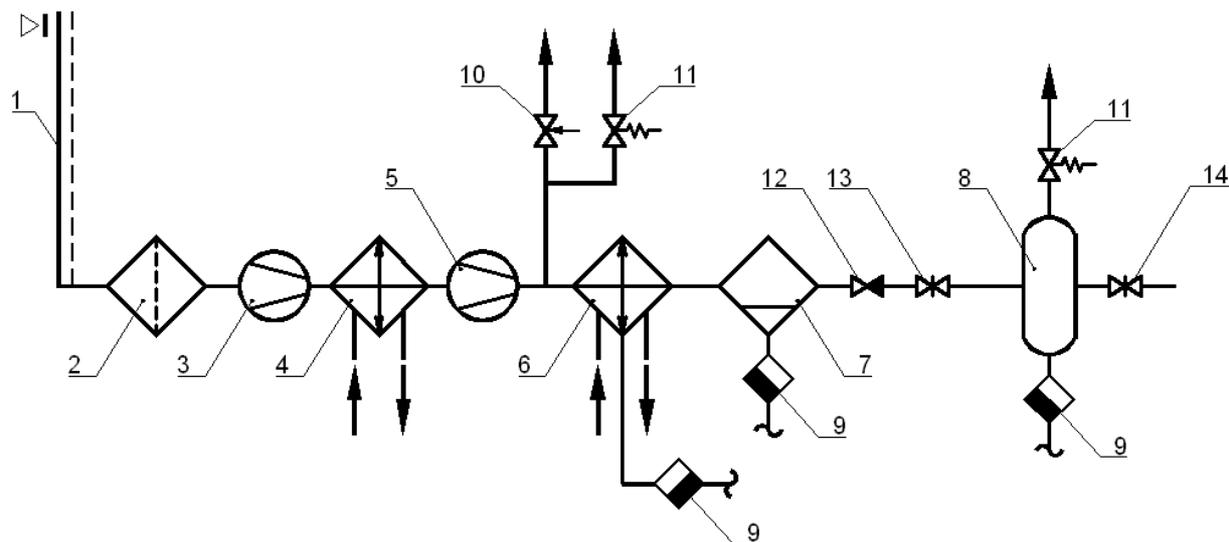


Рис. 6. Принципиальная схема воздушной поршневой компрессорной установки:

1 – форкамера; 2 – фильтр; 3 – первая ступень сжатия; 4 – промежуточный воздухоохладитель; 5 – вторая ступень сжатия; 6 – конечный воздухоохладитель; 7 – водомаслоотделитель; 8 – ресивер; 9 – конденсатоотводчик; 10 – пусковой разгрузочный вентиль; 11 – предохранительный клапан; 12 – обратный клапан; 13 – резервная задвижка; 14 – запорная задвижка

Атмосферный воздух всасывается первой ступенью компрессора 3 через воздухоприемную форкамеру 1 с жалюзийной решеткой и очищается в фильтре 2. Сжатый в первой ступени компрессора воздух по нагнетательному трубопроводу подается последовательно в промежуточный охладитель 4, вторую ступень компрессора 5, конечный охладитель 6. В маслводоотделителе 7 воздух очищается от масла и воды и по нагнетательному трубопроводу поступает в воздухосборник 8, из которого по магистральному трубопроводу подается потребителям.

Встречаются компрессорные установки, у которых отсутствует один или несколько отдельных элементов описанной выше схемы; например, приемный

тракт, всасывающий трубопровод, конечный охладитель, нагнетательные трубопроводы.

Для малой компрессорной установки производительностью до $0,05 \text{ м}^3/\text{с}$ в отдельных случаях воздухоприемник и фильтр можно устанавливать непосредственно на компрессоре; в этом случае отсутствуют приемный тракт и всасывающий трубопровод. Иногда эксплуатируются компрессорные установки без конечного охладителя или применяется такая конструкция конечного охладителя, в котором имеется маслоразделитель. Вместо воздухоохладителя могут быть установлены баллоны и другие воздухохранительные емкости. Магистральный воздухопровод может быть выполнен в виде коллектора с расходящимися межщелевыми воздухопроводами или в виде коллектора, из которого производится наполнение (зарядка) баллонов сжатым воздухом.

Принципиальные технологические схемы двухступенчатой центробежной компрессорной установки и винтовой компрессорной установки приведены в [7, 8].

Рассмотрим более подробно вспомогательное оборудование компрессорной станции.

2.5 Очистка воздуха от пыли

Всасываемый компрессором воздух содержит пыль. В относительно чистом наружном воздухе содержится $3 \dots 5 \text{ мг}/\text{м}^3$ пыли [12, 13]. Запыленность воздуха в производственных условиях достигает величины $50 \text{ мг}/\text{м}^3$ и более. Поэтому всасываемый компрессором воздух вносит в рабочие органы машины значительное количество пыли. Обладая абразивной способностью, пыль вызывает быстрый износ трущихся деталей компрессора, лопаток турбокомпрессоров. При соприкосновении с маслом частицы пыли дают отложения на клапанах, кольцах, цилиндрах, на лопатках турбокомпрессоров, в холодильниках, ресиверах и в коленах трубопроводов. В результате уменьшается производитель-

ность компрессоров, увеличивается их износ и работа трения, уменьшается срок службы.

Для устранения указанных последствий необходима очистка всасываемого воздуха от пыли. Очистка воздуха производится пылевыми камерами, пылеулавливающими устройствами и фильтрами.

Пылеулавливающие камеры предназначены для улавливания крупной пыли и устанавливаются перед фильтрами тонкой очистки для их разгрузки [3, 6]. Пылевые камеры освобождают воздух от наиболее крупной пыли, обладающей абразивными свойствами.

Простейшее устройство для улавливания крупной пыли показано на рис. 7. Шахта 1 пылеуловителя устанавливается у наружной стены в месте всасывания воздуха компрессором. Высота шахты обуславливается необходимостью забора воздуха с возможно меньшим содержанием пыли. Навес 2 над шахтой предотвращает попадание атмосферных осадков и обеспечивает двойной поворот всасываемого воздуха. При протекании воздуха с малой скоростью под навесом до входа в шахту обеспечивается сепарация крупных частиц пыли из воздуха. Из шахты воздух поворачивает во всасывающий канал 3, а более тяжелые частицы пыли по инерции устремляются вниз в пылесборник 4, из которого периодически удаляются [3]. Шахтный пылеуловитель имеет незначительное сопротивление.

Для улавливания пыли достаточно эффективна гравитационная камера Виста (рис. 8). Запыленный воздух проходит с малой скоростью (менее 1 м/с) между полками 1 камеры, расположенными друг от друга на расстоянии 100...200 мм. Поскольку скорость вихревого движения большинства пылинок больше скорости движения воздуха между полками, все тяжелые пылинки имеют наклонную траекторию между полками камеры. При достаточно малой скорости движения воздуха, небольшом расстоянии между полками и достаточной длине полок частицы пыли, увлекаемые силами тяжести вниз, успевают войти в соприкосновение с полками, откуда они скатываются вниз в пылесборник 2.

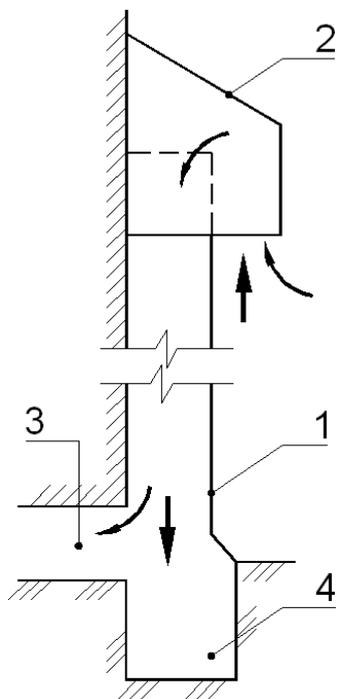


Рис. 7. Шахтный пылеуловитель

1 – шахта; 2 – навес;
3 – всасывающий канал;
4 – пылесборник

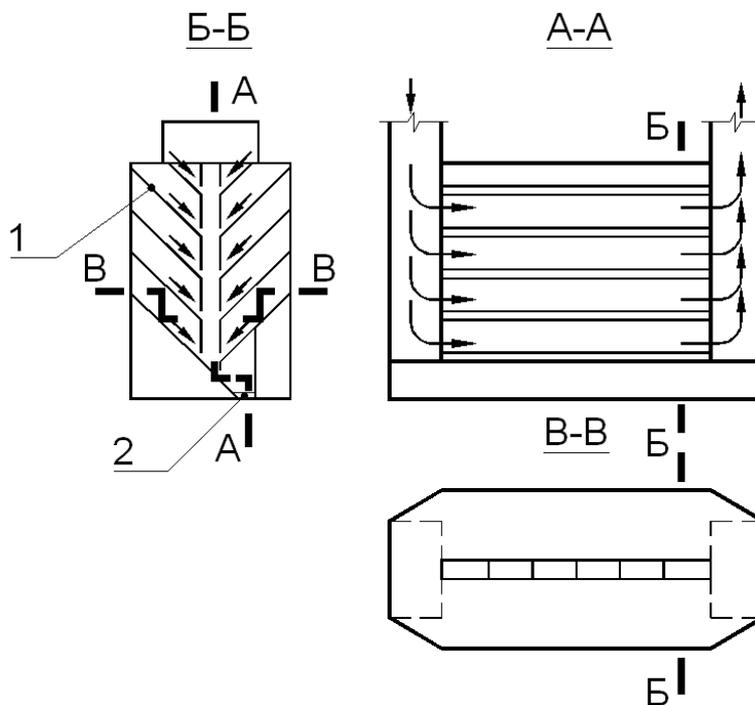


Рис. 8. Гравитационная пылеулавливающая камера

1 – полки камеры; 2 – пылесборник

В гравитационной камере Виста пылевая частица падает вниз со скоростью w_{Π} :

$$w_{\Pi} = \frac{d_{\Pi}^2 \cdot g \cdot \rho_{\Pi}}{18 \cdot \mu_g} , \quad (1)$$

где d_{Π} – диаметр пылевой частицы, м; g – ускорение свободного падения, $g=9,81$ м/с²; ρ_{Π} – плотность частицы, кг/м³; μ_g – динамическая вязкость воздуха, Па·с.

Кроме того, пылевая частица будет двигаться вдоль камеры со скоростью, близкой к скорости движения воздуха $w_{\text{в}}$.

Обозначая расстояние между полками a , м, длину полок – L , м, время τ_{Π} , с, осаждения пылевой частицы определяем уравнением

$$\tau_{\Pi} = \frac{a}{w_{\Pi}} , \quad (2)$$

а время $\tau_{\text{в}}$, с, прохождения воздуха в камере между полками – уравнением

$$\tau_{\text{в}} = \frac{L}{w_{\text{в}}}. \quad (3)$$

Для осаждения пылевой частицы необходимо, чтобы время $\tau_{\text{п}}$ её падения было менее времени $\tau_{\text{в}}$ прохождения воздуха в камере: $\tau_{\text{п}} \leq \tau_{\text{в}}$. Поэтому

$$\frac{a}{w_{\text{п}}} \leq \frac{L}{w_{\text{в}}}.$$

Приравняв скорость осаждения пылевых частиц $w_{\text{п}}$ к скорости прохождения воздуха $w_{\text{в}}$, можно рассчитать размер пылевых частиц, осаждаемых в камере.

Гравитационные камеры просты, имеют сопротивление около 5 мм. вод. ст., позволяют улавливать пыль крупнее 10 мкм, но при этом имеют значительные размеры.

Поскольку увеличение сопротивления на всасывающем тракте компрессора на 100 Па уменьшает производительность компрессора примерно на 0,1%, сопротивление фильтра ограничивают величиной 100 Па, допуская в виде исключения повышение сопротивления до 200...250 Па. Скорость фильтрации снижают до 0,5...1 м/с. Допустимая удельная нагрузка принимается равной 150...350 м³/(м²·ч).

Наибольшее распространение для очистки всасываемого компрессорами воздуха от неволокнистой сухой пыли всех групп дисперсности получили тканевые (матерчатые, рукавные) и металлические (висциновые) фильтры.

В тканевом фильтре очистка воздуха происходит в результате его фильтрации через ткань, задерживающую пыль. Отлагающаяся на ткани уловленная пыль образует дополнительный фильтрующий слой, но вместе с тем увеличивает сопротивление фильтра.

Для фильтров компрессорных установок применяют хлопчатобумажные ткани – фланель, бумазая, миткаль, бязь и шерстяные ткани – фетр, войлок, дешевые сукна, шевиоты и т.д. Специальная байка из овечьей шерсти улавливает очень тонкую пыль при умеренном сопротивлении.

Для создания более компактных конструкций фильтрующую ткань размещают в корпусе фильтра зигзагообразно или в форме рукавов (рис. 9). Предпочтительней подводить запыленный воздух к фильтровальной ткани снизу, что облегчает отделение и сбор накопившейся пыли.

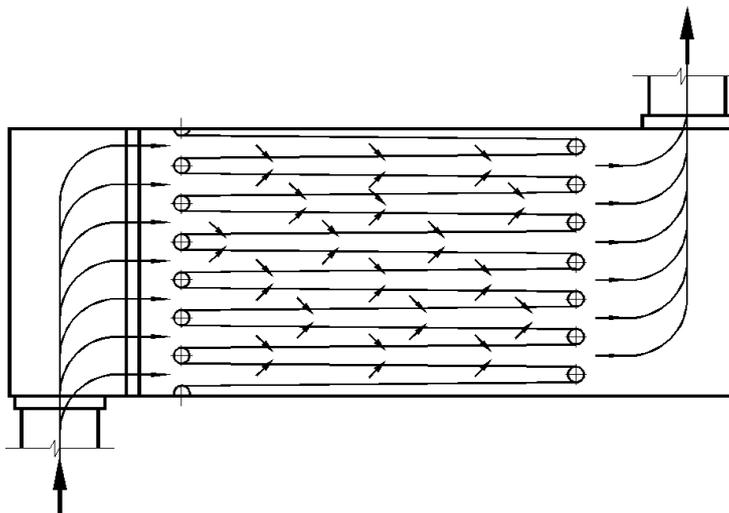


Рис. 9. Схема матерчатого фильтра

Тканевые фильтры применяют для сравнительно небольших компрессоров, что допускает несложную конструкцию с ручной очисткой от пыли.

Фильтры устанавливают у наружной стены здания, по возможности выше, под навесом или внутри камеры с неподвижными жалюзи в местах, удобных для всасывания чистого, холодного воздуха.

Фильтр следует периодически продувать и очищать от пыли. Сроки продувки и очистки определяются в зависимости от концентрации пыли по методике [6].

Для крупных компрессорных установок чаще применяют более компактные металлические фильтры со смачиваемой масляной развитой поверхностью. Наибольшее распространение получили кассетные, т.н. висциновые фильтры. Кассета фильтра (рис. 10) представляет собой квадратную раму размером 500x500 мм и шириной 80...100

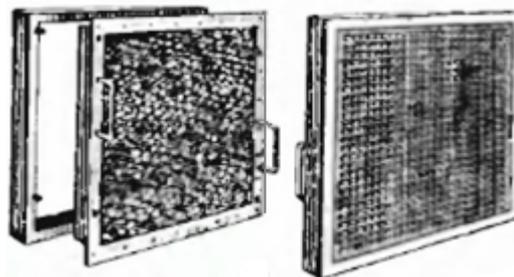


Рис. 10. Кассета металлического «висцинового» фильтра

мм. Рама с обеих сторон затянута редкой, но жесткой сеткой. Между сетками плотно набиваются латунные или алюминиевые трубочки длиной 10...20 мм. и диаметром 10...15 мм с толщиной стенок не более 1 мм.

Фильтр предварительно заряжают и затем погружают в минеральное не высыхающее и не густеющее масло, дают маслу стечь так, чтобы на трубочках оставался тонкий слой прилипшего масла. Для смачивания рекомендуется специальное масло «висциноль».

Каждая ячейка (кассета) висцинового фильтра размером 500x500x80 мм может пропускать в среднем 0,3 м³/с воздуха, т.е. 1,2 0,3 м³/с на 1 м² фильтро-

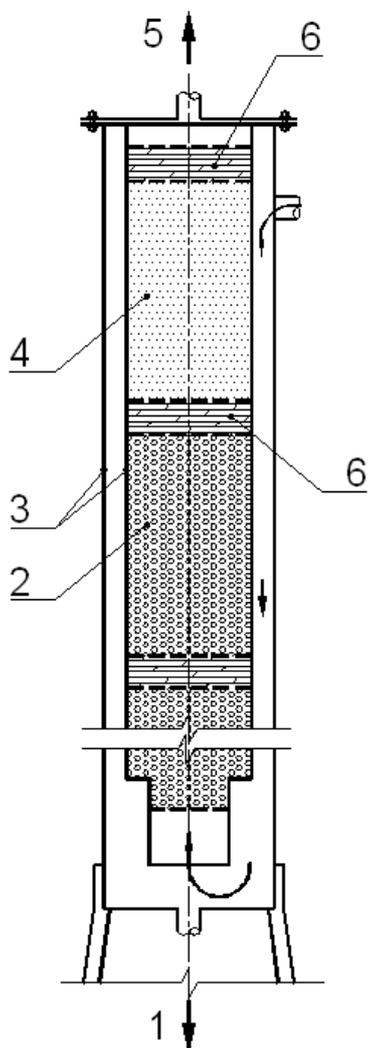


Рис. 11. Фильтр для очистки сжатого воздуха от воды, масла и механических примесей

1 – сливной патрубок; 2 – кокс; 3 – трубы; 4 – активированный уголь; 5 – патрубок выхода очищенного воздуха; 6 – фильтровальная ткань

вальной площади при сопротивлении 50 Па для промытых фильтров и 80...100 Па для фильтров насыщенных пылью.

При большой производительности компрессора устанавливают несколько кассет. Кассеты устанавливают перпендикулярно направлению воздушного потока. Для уменьшения размеров фильтра кассеты размещают под углом, что вызывает увеличение общего сопротивления.

В особых случаях для тщательной очистки сжатого воздуха от воды, масла и механических примесей в трубопроводе устанавливаются специальные фильтры (рис. 11).

Фильтрующий материал состоит из двух слоев кокса 2, слоя 4 из зерен активированного угля и слоев 6 хлопчатобумажных ниток. Между слоями находятся решетки. Загрязненный воздух

проходит между трубами 3 и после очистки выходит через патрубок 5. Удаленные из воздуха вода и масло сливаются через патрубок 1.

Материал фильтра меняется через 500...800 часов работы.

2.6 Охлаждение воздуха

Понижение температуры всасываемого воздуха увеличивает его плотность; при сохранении давления массовая производительность компрессора возрастает пропорционально уменьшению абсолютной температуры: уменьшение температуры всасываемого воздуха на 3°C увеличивает массовую производительность примерно на 1%. Поэтому, целесообразно охлаждать всасываемый воздух.

При высоких температурах всасываемого воздуха и при наличии достаточно холодной воды поверхностный трубчатый или пластинчатый холодильник устанавливают перед компрессором. Такой холодильник целесообразно установить при температурном напоре не менее 10°C .

Охлаждение воздуха может быть достигнуто соприкосновением с поверхностью воды, или протеканием его над поверхностью холодной воды, или впуском в засасываемый воздух мелкораспыленной воды (мокрые воздухоохладители).

Простейший мокрый воздухоохладитель (рис. 12) представляет собой камеру с одним или несколькими рядами механических форсунок и элиминатора для сепарации капельной влаги и отвода воды. Воздух проходит через мелкие брызги воды, образуемые форсунками. Вследствие большой поверхности соприкосновения воды и воздуха удастся получить воздух с температурой, близкой по величине к температуре охлаждающей воды. Кроме того, при поступлении мало насыщенного водяными парами воздуха происходит его доувлажнение за счет испарения части охлаждающей воды. Этот процесс сопровождается дальнейшим отбором теплоты от воздуха (скрытая теплота испарения) и понижением его температуры.

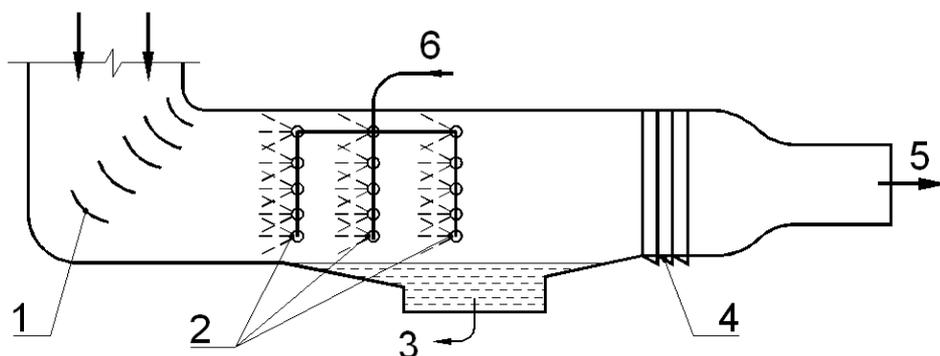


Рис. 12. Мокрый воздухоохладитель:

1 – направляющие лопатки; 2 – форсунки; 3 – отвод воды;
4 – элиминатор; 5 – к компрессору; 6 – холодная вода

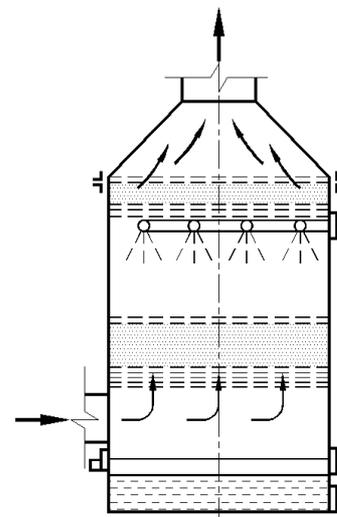


Рис. 13.

Оросительный
воздухоохладитель

Помимо форсуночных воздухоохладителей, применяются оросительные охладители с увеличенной поверхностью, получаемой за счет колец Рашига (рис. 13).

Оба типа воздухоохладителей просты и компактны.

Мокрые охладители, наряду с охлаждением, промывают воздух и в значительной мере исполняют роль фильтров. Однако увлажнение всасываемого воздуха отрицательно сказывается на работе компрессора и всей пневмосети.

В многоступенчатых компрессорах используют промежуточное охлаждение, что увеличивает К.П.Д. процесса сжатия за счёт уменьшения затрачиваемой работы.

Эффективность промежуточного холодильника поршневых компрессоров можно существенно улучшить переводом на высокооборотную циркуляцию воды, т.к. скорость движения воды повышается, в результате коэффициент теплоотдачи и общий коэффициент теплопередачи возрастают, эффективность теплоотдачи повышается.

Применяют также воздухоохладители из труб с проволочным оребрением, а также из труб со спиральными ребрами.

Интенсификация теплоотдачи от воздуха за счет развитого оребрения и большой турбулентности дает возможность улучшить охлаждение и в несколько раз уменьшить расход металла на воздухоохладители.

Сопротивление воздухоохладителей по воздуху должно быть небольшим, желательно не выше 0,1 бар.

На компрессорах устанавливают также концевые холодильники, охлаждающие сжатый воздух, вышедший из последней ступени высокого давления. При этом происходит конденсация части водяного пара, содержащегося в сжатом воздухе, т.е. происходит осушение сжатого воздуха, что уменьшает коррозию воздухопроводов и пневматических приемников, снижает опасность замерзания внешних воздухопроводов зимой, уменьшает скопление в ресивере и воздухопроводах взрывоопасной смеси паров масла и воздуха.

Охлаждение воздуха после компрессора также увеличивает его массовый расход в пневматических приемниках.

Концевые воздухоохладители охлаждают воздух обычно до 40...60°C: при более низких температурах дальнейшее возможное охлаждение в магистралях вызывает конденсацию паров, оставшихся в воздухе после концевого холодильника.

2.7 Осушение воздуха

Для обеспечения надежной работы оборудования сжатый воздух должен быть осушен в соответствии с требованиями конкретного потребителя. Необходимость качественной осушки воздуха относится, в первую очередь, к генераторам озона, пневматическим краскораспылителям, системам пневмотранспорта сыпучих материалов, различным пневматическим инструментам и механизмам, системам защиты теплоэнергетического оборудования от стояночной коррозии и т. п.

Наличие влаги в системах воздухоснабжения на машиностроительных и других предприятиях увеличивает расход сжатого воздуха из-за утечек, связан-

ных с повышенной коррозией пневмосети (до 50 %), что приводит к увеличению капитальных вложений в строительство компрессорных станций на 20...30%.

Использование осушенного воздуха не только снижает утечки, но и позволяет увеличить период между ремонтами пневмооборудования примерно в три раза.

Методы осушки воздуха основаны на следующих принципах: охлаждении с последующим выделением и удалением конденсата, поглощении влаги различными веществами – всем объемом вещества (абсорбция) и его поверхностью (адсорбция), задержки и отделении паров мельчайшими порами на поверхности вещества – мембранами, вихревого эффекта при использовании вихревых труб.

Адсорбционные установки, используемые для технологической осушки воздуха, позволяют производить глубокую осушку до температуры точки росы, достигающей $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Наиболее широкое распространение получили следующие адсорбенты: силикагель, активированная окись алюминия (алюмогель), активированный уголь и цеолиты (молекулярные сита). Способность адсорбента поглощать влагу зависит от влажности и температуры очищаемого воздуха. Так, наибольшая поглотительная способность силикагеля – при относительной влажности сжатого воздуха 70...100 % и температуре 30...35 $^{\circ}\text{C}$. При увеличении температуры сжатого воздуха выше 35 $^{\circ}\text{C}$ поглотительная способность адсорбентов резко снижается, поэтому важно поддерживать низкую температуру осушаемого воздуха перед адсорбционным аппаратом. В последнее время в отечественной и зарубежной практике нашли применение высокоэффективные обезвоживающие вещества – синтетические цеолиты (*NaA*, *CaA* и др.). По сравнению с силикагелем и алюмогелем цеолиты обладают более высокой поглотительной способностью в широком диапазоне температур (выше 40 $^{\circ}\text{C}$) и эффективны при относительной влажности менее 70 %. Положительным свойством цеолитов является способность поглощать и пары масла.

Процесс адсорбции является экзотермическим, после насыщения адсорбента влагой его поглотительная способность падает до нуля. Обратный процесс является эндотермическим и называется десорбцией.

Основным элементом адсорбционного осушителя является адсорбер. Адсорберы малой пропускной способности представляют собой устройства патронного типа. Адсорбент содержится в патроне, который заменяется после насыщения адсорбента. Адсорберы большой пропускной способности – это аппараты, в которых адсорбент используется многократно путем периодической регенерации. По способу регенерации циклические адсорбционные процессы подразделяют на процессы, связанные с изменением температуры (термическая регенерация), и процессы, связанные с изменением парциального давления водяного пара (безнагревная регенерация).

Так как для регенерации необходимо определенное время, адсорбционный осушитель состоит из двух сосудов: один осушает воздух, в то время как другой регенерируется.

Срок службы адсорбента составляет от 2000 до 4000 циклов регенерации.

Характеристики некоторых адсорбционных установок российского производства приведены в приложении 1.

Технологическая схема установки для осушки воздуха типа УОВ показана на рис. 14.

Сжатый воздух через впускной вентиль А поступает в водоотделитель 11 и маслоотделитель 9, затем через открытый вентиль Б направляется в один из баллонов с адсорбентом 8, где осушается и через керамический или войлочный фильтр 7 и вентили Д и Ж направляется к воздухохранительным емкостям, затем в пневмосеть или на наполнительную рампу. В это время в другом баллоне 8 происходит регенерация адсорбента с помощью подогретого воздуха. Для регенерации адсорбента часть воздуха, идущего в пневмосеть, отбирается в точке Е и редуцируется с помощью редуктора 4 до давления 0,035...0,07 МПа. Затем воздух подогревается в электроподогревателе 1 до температуры 260 °С, из которого поступает в регенерируемый баллон с адсорбентом 8. Восприняв влагу

адсорбента, теплый воздух проходит через фильтр 7, оставляя на нем частицы уносимого адсорбента. Из фильтра влажный воздух, пройдя правый вентиль Г и диафрагму 15, выходит в атмосферу через патрубок И. Масло, попадающее случайно в осушительный баллон при регенерации адсорбента, выгорает при температуре 220...240 °С.

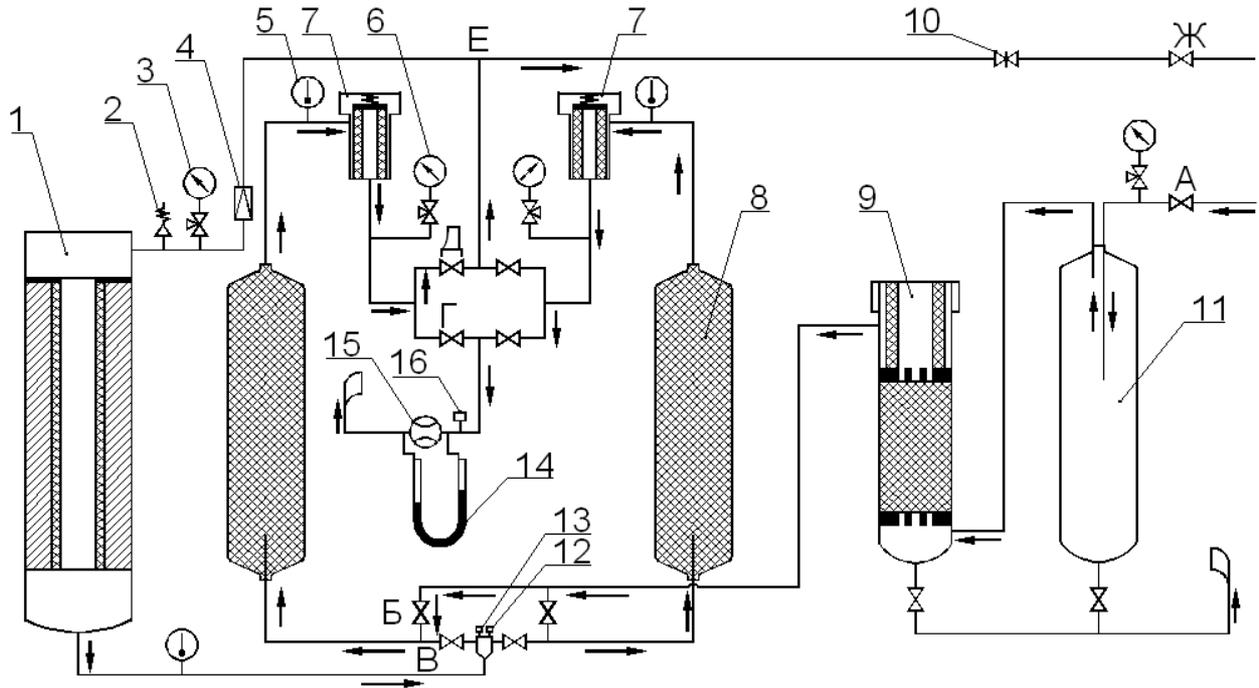


Рис. 14. Технологическая схема установки для осушки воздуха типа УОВ:

1 – электроподогреватель; 2 – предохранительный клапан; 3, 6 – манометр; 4 – редукционный клапан; 5 – термометр; 7 – фильтр; 8 – баллон с адсорбентом; 9 – маслоотделитель; 10 – задвижка; 11 – водоотделитель; 12, 13 – соленоидный вентиль; 14, 15, 16 – расходомер

Переключение адсорберов с осушки воздуха на регенерацию адсорбента производится через 8...12 часов непрерывной работы компрессора на один баллон.

Каждая серийно выпускаемая установка УОВ состоит из блока автоматической осушки сжатого воздуха, теплообменника, маслоотделителя. В состав блока автоматической осушки воздуха входят: две осушительные башни, воздухоподогреватель, два 4-х ходовых крана-переключателя, поршневой пневмопривод, блок пневматических усилителей, пять мембранных запорных клапанов

с ручным управлением, щит управления и автоматики и обвязка – воздушные и водяные коммуникации.

Адсорбционные осушители имеют ряд недостатков, основными из которых являются крупные габариты и значительные эксплуатационные, в том числе энергетические, затраты.

Поэтому в последнее время всё большее применение находит способ осушки охлаждением. Сущность этого способа заключается в охлаждении находящихся в воздухе водяных паров до состояния насыщения и конденсации. Образующийся конденсат отделяют от воздуха и удаляют из осушителя.

Осушка охлаждением менее энергоёмка по сравнению с адсорбционной. Однако глубина такой осушки в большинстве случаев меньше, чем в адсорбционных аппаратах.

В качестве генератора холода обычно используют парокompрессорные холодильные машины. Следует отметить, что таким способом производят также осушку сжатого природного газа перед транспортированием его в магистральных газопроводах. Применение сложных в изготовлении и поэтому имеющих высокую стоимость парокompрессионных холодильных машин снижает достоинства этого способа осушки.

В комбинированных системах сочетают осушку охлаждением с адсорбционной. Однако при использовании парокompрессионных холодильных машин такие системы сохраняют недостатки обоих способов осушки.

Методики и примеры расчета воздухоосушителей адсорбционного и с парокompрессионной холодильной машиной приведены в [8].

Воздухоосушители с турбодетандерами и термоэлектрические осушители не получили заметного распространения, очевидно, ввиду сложности конструкции турбодетандера и необходимости источника постоянного тока для термоэлектрической батареи.

Для обеспечения высокой надежности, снижения массы и габаритных размеров осушителей перспективным представляется использование в качестве

генераторов холода вихревых труб, рабочим телом которых служит осушаемый сжатый воздух [4].

Конструктивная схема воздухоосушителя показана на рис. 15.

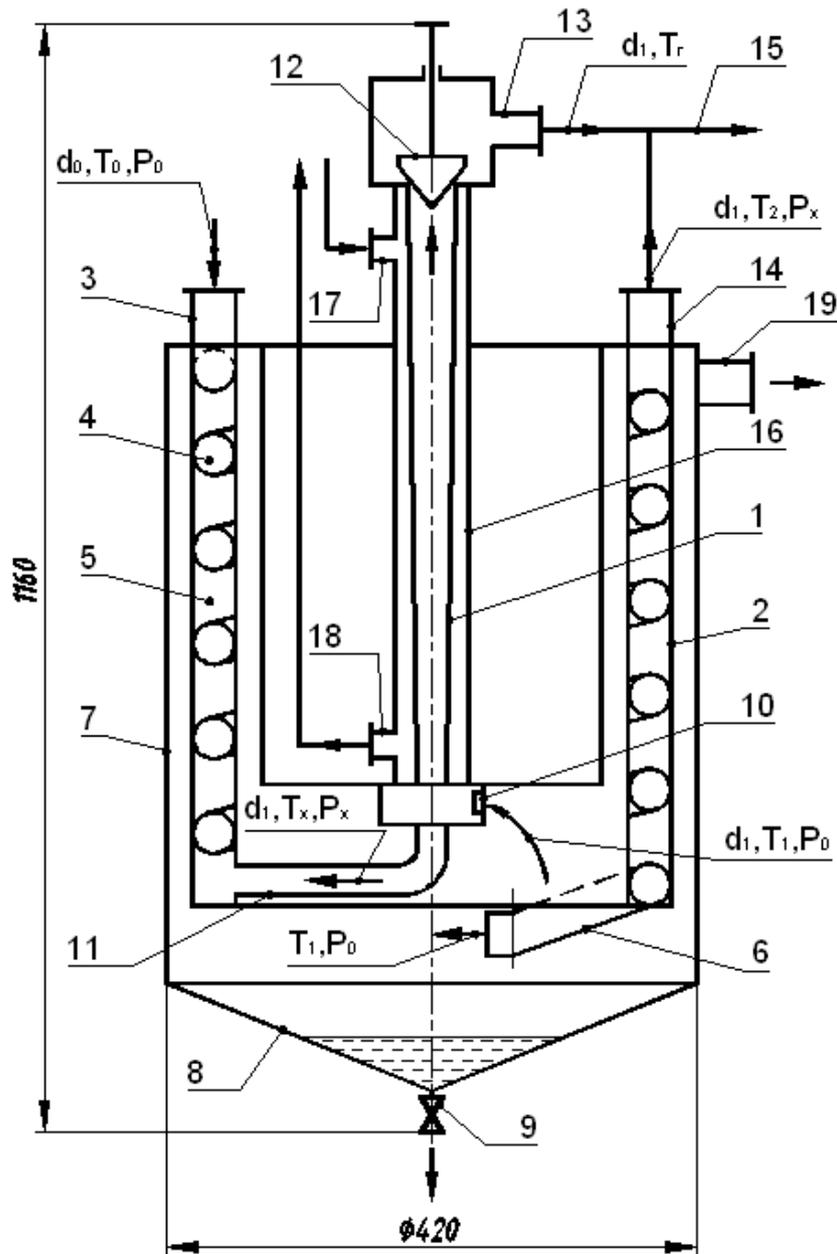


Рис. 15. Конструктивная схема осушителя с понижением давления
производительностью 150 м³/ч:

1 – вихревая труба; 2 – теплообменник; 3 – входной патрубок влажного сжатого воздуха; 4 – змеевиковая труба; 5 – межтрубный канал; 6 – патрубок выхода газожидкостной смеси; 7 – корпус; 8 – нижняя камера теплообменника; 9 – сливной кран; 10 – сопловой ввод; 11 – патрубок выхода холодного потока из вихревой трубы; 12 – дроссельный вентиль; 13 – патрубок выхода нагретого потока из вихревой трубы; 14 – выходной патрубок подогретого в теплообменнике холодного потока; 15 – трубопровод; 16 – рубашка охлаждения; 17, 18 – патрубки рубашки охлаждения; 19 – патрубок выхода части воздуха, неиспользованного в вихревой трубе

Осушитель содержит вихревую трубу 1 и теплообменник 2. Влажный сжатый воздух поступает через патрубок 3 в змеевиковую трубу 4, которую омывает снаружи холодный воздух, протекающий в межтрубном канале 5. образовавшаяся в результате охлаждения газожидкостная смесь выходит через патрубок 6, установленный тангенциально к внутренней поверхности цилиндрического корпуса 7, в нижнюю камеру 8 теплообменника. Здесь под действием центробежной силы происходит сепарация конденсата, который стекает в нижнюю часть камеры, откуда периодически удаляется через сливной кран 9.

Часть осушенного сжатого воздуха поступает в сопловой ввод 10 вихревой трубы, в которой разделяется на охлажденный и нагретый потоки. Охлажденный поток поступает по патрубку 11 в межтрубный канал 5. Противоположно направленный нагретый поток выходит через дроссельный вентиль 12 и патрубок 13. Холодный поток, подогретый в теплообменнике охлаждаемым сжатым воздухом, по патрубку 14 поступает в трубопровод 15, где смешивается с нагретым потоком и направляется затем потребителю воздуха низкого давления.

Остальная часть осушенного сжатого воздуха (неиспользованная в вихревой трубе) поступает по патрубку 19 потребителю воздуха высокого давления.

Вихревая труба имеет рубашку охлаждения 16, в которую через патрубок 17 подают, а через патрубок 18 удаляют охлаждающую воду.

2.8 Потребители сжатого воздуха

Потребителями или приемниками сжатого воздуха являются пневматические инструменты, механизмы и устройства, расходующие сжатый воздух для различных производственных операций.

По способу преобразования энергии все пневматические устройства можно разбить на три группы:

1. Устройства для преобразования потенциальной энергии сжатого воздуха в механическую работу (молоты, трамбовки, вибраторы, подъем-

- ники, долбежные машины, толкатели и т.д.; сверлильные, шлифовальные, полировальные, фрезерные, винтозавертывающие и т.д. станки);
2. Устройства для преобразования потенциальной энергии сжатого воздуха в кинетическую энергию (обдувные устройства, эжекторы, форсунки, краскораспылители, пульверизаторы, устройства пневматического транспортирования и т.д.);
 3. Устройства, использующие сжатый воздух без преобразования его энергии (поддержки, патроны, зажимы, устройства регулирования, автоматики, мерные устройства и т.д.).

2.9 Расход сжатого воздуха потребителями

Единицей измерения расхода сжатого воздуха является кубический метр всасываемого (свободного, атмосферного) воздуха в единицу времени, определенный по нормальным физическим условиям.

Различают расход воздуха индивидуальный и групповой.

Индивидуальный или единичный расход воздуха определяется расчетным путем и всегда проверяется экспериментально.

Номинальный расход воздуха определяют при непрерывной работе потребителя в нормальных условиях, потери в подводящих магистралях и шлангах при этом не учитываются. В действительности состояние приемника, условия его эксплуатации и потери при транспорте увеличивают расход воздуха в среднем на 20...30%, а в отдельных случаях – значительно больше.

Использование приемника оценивается коэффициентом использования приемника:

$$K_{и} = \frac{\tau_{оп}}{\tau}, \quad (4)$$

где $\tau_{оп}$ – оперативное время, равное сумме основного и вспомогательного времени работы приемника;

τ – календарное время за учетный период, учитывающее оперативное время и время пространств, когда приемник отключен от магистрали сжатого воздуха.

По известным расходам за оперативное время и коэффициентам использования можно предварительно определить суммарный расход сжатого воздуха по предприятию, цеху или иному производственному участку [1].

Групповой одновременный расход воздуха всеми потребителями производственного участка дает возможность судить о производительности компрессорной станции и необходимых диаметрах воздухопроводов. Расчетный одновременный максимальный расход воздуха по всему производственному участку определяется по формуле:

$$V_p = \sum_{i=1}^{i=n} m_i q_i K_{oi} j_i, \text{ м}^3 / \text{с}, \quad (5)$$

где m_i – число однотипных потребителей воздуха;

q_i – номинальный расход воздуха потребителем каждого типа, $\text{м}^3/\text{с}$;

K_{oi} – коэффициент одновременности для каждой однотипной группы потребителей;

j_i – коэффициент увеличения расхода по сравнению с номинальным вследствие неплотностей запорных и регулирующих органов машин, неплотностей присоединительной арматуры и шлангов.

Коэффициент одновременности K_o для группы потребителей принимается по данным табл. 1.

Таблица 1

Средние значения коэффициента одновременности K_o

Количество потребителей	1	2...3	4...6	7...8	10	12	15...20	30...50
Коэффициент одновременности K_o	1	0,9	0,8	0,76	0,7	0,67	0,6	0,5

К групповому расходу воздуха V_m следует добавить расходы на утечки в магистральных воздухопроводах. Утечки во внешних (магистральных) воздухопроводах обычно невелики и составляют не более 1...2% общего расхода.

Для длинных магистральных воздухопроводов, работающих в неблагоприятных условиях (шахты, рудники), потери воздуха от утечек учитывают следующей формулой:

$$V_{\text{ут}} = a \sum l, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (6)$$

где a – средняя величина потерь воздуха от утечек через неплотности на 1 км воздухопровода, $\text{м}^3 / (\text{с} \cdot \text{км})$;

l – суммарная длина воздухопроводов, км;

Суммарный одновременный расход воздуха, определяющий производительность компрессорной станции, равен:

$$V_{\text{к}} = V_{\text{р}} + V_{\text{ут}}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (7)$$

2.10 Транспортирование сжатого воздуха. Воздухопроводы

Транспортирование сжатого воздуха по трубопроводам от компрессорной станции к месту потребления сопровождается следующими потерями: утечками, тепловыми и гидравлическими потерями.

При нормальных условиях эксплуатации утечки во внешних магистралях не превышают 1% от общего расхода воздуха. В цеховых воздухопроводах потери составляют 8...10% от общего расхода воздуха. Обычно к расчетному расходу воздуха потребителями добавляют 10% из-за потерь в воздухопроводах и присоединительных устройствах.

Тепловые потери происходят вследствие разности температур компрессорного и наружного атмосферного воздуха. В результате охлаждения воздух теряет свою работоспособность; расход воздуха потребителями возрастает.

График на рис. 16 дает возможность определить перерасход воздуха при его охлаждении [1].

Гидравлические потери на трение уменьшают давление воздуха перед потребителями, а, следовательно, снижают работоспособность воздуха.

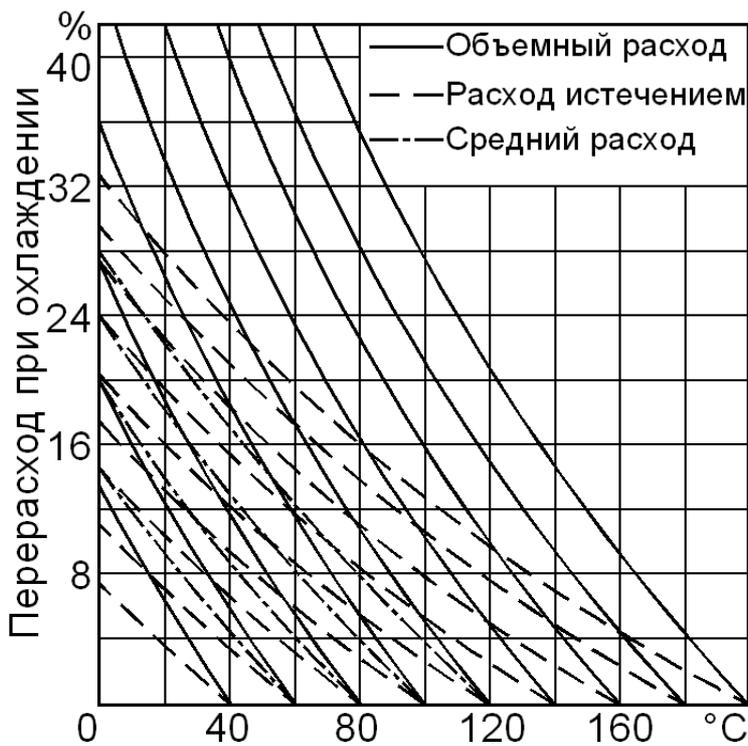


Рис. 16. Увеличение расхода воздуха при его охлаждении перед приемниками

засоряющих трубы и уменьшающих проходное сечение.

Для уменьшения сопротивлений следует для воздухопроводов диаметром более 75 мм применять задвижки. Периодически необходимо проверять исправность запорных устройств, прокладок и все места соединений.

Сопротивление протеканию воздуха от компрессорной станции до самых удаленных потребителей не должно превышать 0,5 ат.

Уменьшение сопротивления трубопровода достигается увеличением его проходного сечения в разумных пределах. В каждом отдельном случае необходимо ориентироваться на экономически целесообразную скорость воздуха в трубопроводе, при которой сумма годовых амортизационных и эксплуатационных затрат на транспортирование оказывается наименьшей.

Ввиду сложности точного определения экономически целесообразной скорости пользуются опытными средними величинами рекомендуемых значений экономически целесообразных скоростей. Для сжатого воздуха средние значения экономически целесообразных скоростей лежат в пределах 10...13 м/с; для длинных трубопроводов, для трубопроводов малых диаметров, для

Гидравлические сопротивления трубопроводов должны быть возможно малыми. Диаметры трубопроводов должны быть достаточного сечения на всем протяжении. Для уменьшения сопротивления желательно наружный межцеховой воздухопровод закольцевать. Воздухопровод должен периодически очищаться от наслоений масла, пыли, окалина, воды, льда и т.п., засоряющих

всасывающих трубопроводов компрессоров и для шлангов желательно принимать скорость не выше 10 м/с.

Расчет воздухопроводов сводится к определению диаметров трубопроводов и к определению гидравлических сопротивлений.

Площадь проходного сечения воздухопровода определяется из уравнения неразрывности:

$$F = \frac{V}{w}, \text{ м}^2, \quad (8)$$

где V – действительный секундный объем протекающего воздуха, м³/с;

w – скорость протекания, м/с.

Для вентиляторного воздуха и несжимаемых жидкостей действительный объем протекающей среды соответствует расчетному. Для сжатого воздуха действительный объем меньше расчетного, исчисляемого в единицах объема свободного воздуха.

Действительный объемный расход протекающего воздуха равен

$$V = \frac{V_0 v}{v_0} = \frac{V_0 \rho_0}{\rho} = \frac{m_0}{\rho} = v m_0, \quad \text{м}^3 / \text{с}, \quad (9)$$

где V_0 – объемный расход протекающего свободного воздуха, м³/с;

$m_0 = V_0 \rho_0$ – массовый расход протекающего воздуха, кг/с;

v_0, v – удельный объем свободного и сжатого воздуха, м³/кг;

ρ_0, ρ – плотность свободного и сжатого воздуха, кг/м³.

Плотность и удельный объем свободного воздуха принимается равным (для $p=1$ бар, $t=1^\circ\text{C}$) $\rho_0=1,25$ кг/м³, $v_0=0,8$ м³/кг.

При иных оговоренных значениях давления и температуры всасываемого воздуха, удельный объем и плотность определяются из уравнения состояния:

$$v_0 = \frac{RT_0}{p_0} \quad \text{и} \quad \rho_0 = \frac{p_0}{RT_0}. \quad (10)$$

Для заданного часового, минутного, секундного расхода всасываемого воздуха диаметр трубопровода d , мм, определяется по формулам:

$$d = 21 \sqrt{\frac{V_{0\text{час}}}{\rho w}}; \quad d = 163 \sqrt{\frac{V_{0\text{мин}}}{\rho w}}; \quad d = 1260 \sqrt{\frac{V_{0\text{сек}}}{\rho w}}. \quad (11)$$

$$\text{Для вентиляторного воздуха:} \quad d = 18,8 \sqrt{\frac{V_{\text{час}}}{w}}, \text{ мм.} \quad (12)$$

Для компрессорного воздуха определение диаметра трубопровода по заданному расходу и параметрам воздуха производится с помощью номограммы (приложение 2). Например, если протекает воздух в количестве $V_0 = 9000 \text{ м}^3/\text{ч}$ (по всасыванию) при температуре 15°C , давлении $p = 7$ ати и скорости протекания $w = 9 \text{ м/с}$, то искомый диаметр находится перемещением по линии *abcde* (пунктир): $d = 200 \text{ мм}$. Для воздуха, имеющего температуру 30°C , давление $p = 2,5$ ати при расходе по всасыванию $V_0 = 12000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и скорости протекания $w = 15 \text{ м/с}$ перемещением по линии *fglmn* находим искомый диаметр: $d = 290 \text{ мм}$.

Перемещаясь встречными линиями от заданного диаметра и скорости протекания с одной стороны, и от заданных температуры и давления с другой стороны, можно определить пропускную способность трубопровода V_0 в $\text{м}^3/\text{ч}$.

Гидравлическое сопротивление прямого участка круглого трубопровода определяется по формуле

$$\Delta p_{\text{пр}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2} \rho, \text{ Па,} \quad (13)$$

где λ – коэффициент сопротивления трения;

l – длина трубопровода, м;

d – внутренний диаметр трубопровода, м;

w – средняя скорость протекания, м/с;

ρ – средняя плотность воздуха, кг/м^3 .

Коэффициент сопротивления трения зависит от числа Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{dw}{\nu}, \quad (14)$$

и относительной шероховатости стенок трубы

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_r}, \quad (15)$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости воздуха, $\text{м}^2/\text{с}$;

Δ – средняя высота выступов стенок труб, мм;

D_r – гидравлический диаметр трубопровода, мм.

Для круглого сечения гидравлический диаметр равен внутреннему диаметру трубы. Для прямоугольника со сторонами a и b гидравлический диаметр равен

$$D_r = 2 \frac{ab}{a+b}. \quad (16)$$

На рис. 17 приведен график зависимости коэффициента сопротивления λ от числа Re и относительной шероховатости труб с равномерной зернистой шероховатостью.

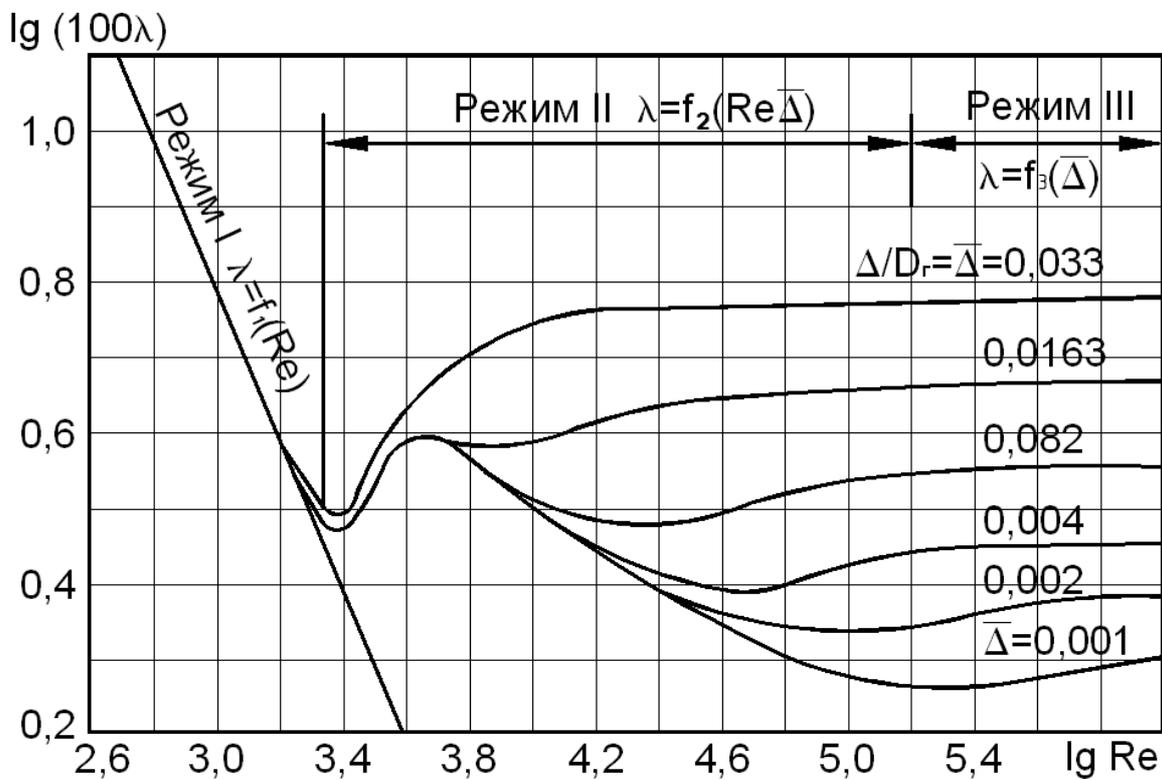


Рис. 17. Зависимость коэффициента сопротивления λ от числа Re и относительной шероховатости труб $\bar{\Delta}$

Потери давления при протекании через местные сопротивления определяются по следующей формуле:

$$\Delta p_m = \zeta \frac{w^2}{2} \rho, \text{ Па}, \quad (17)$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления, определяемый для каждого случая опытным путем [5].

Воздух последовательно проходит прямые участки трубопровода и местные сопротивления. Суммарная потеря давления равна сумме сопротивлений:

$$\Delta p = \sum \Delta p_{\text{тр}} + \sum \Delta p_{\text{м}}, \text{Па.} \quad (18)$$

Для упрощения расчета целесообразно местные сопротивления заменить условными прямыми участками труб, эквивалентными по сопротивлению (табл. 2) [5, 6, 8, 9].

По табл. 3 определяется длина трубопровода, создающего потерю давления 0,1 бар при протекании определенного количества воздуха давлением 6 бар по трубопроводу заданного диаметра, или определяется диаметр трубопровода, создающего сопротивление 0,1 бар при заданных количестве воздуха и длине трубопровода.

На номограмме в приложении 2 показан пример определения потери давления на 1 м длины трубопровода. При транспортировании 12000 м³/ч (по всасыванию) воздуха с температурой 30 °С и давлением 2,5 ати по трубопроводу диаметром 300 мм потеря давления на 1 м длины трубопровода составит 3 мм. вод. ст. или 0,0003 ат (штриховая линия *fghik*). Скорость протекания равна 15 м/сек (пересечение штриховых линий *fglm* и *nm* в точке *m*).

Определение потерь давления в резиновых шлангах производится по номограмме в приложении 3. В правой части номограммы даны потери давления на 1 м длины шланга при давлении воздуха 4 ати. Левая часть номограммы дает возможность определить потерю давления для шлангов длиной 1...30 м при давлении воздуха 1...8 ати. Например, если при давлении 4 ати воздух в количестве 2 м³/мин (по всасыванию) протекает в шланге диаметром 19 мм, то потеря давления на 1 м длины шланга составляет примерно 0,018 ат. При длине шланга 20 м потеря давления соответственно возрастет. Перенеся точку, определяющую потерю давления, в левую часть номограммы до вертикальной линии, соответствующей давлению 4 ати, можно определить потери давления для воздуха иного давления. Например, перемещаясь по наклонной вниз до

Таблица 2

Длины труб, эквивалентные местным сопротивлениям

Участки местных сопротивлений	Диаметр трубы, мм										
	25	50	100	150	200	250	300	350	400	500	600
Задвижки	0,3	0,6	1,5	2,5	3,5	5	5,6	6,5	7,5	10	13
Нормальный проходной вентиль	6	13	31	50	73	100	130	160	200	270	360
Нормальный угловой вентиль	5	10	20	32	45	61	77	95	115	150	200
Обратный клапан	1,6	3,2	7,5	12,5	18	24	30	38	44	59	76
Нормальное колено $R=4d$	0,5	1	1,7	2,5	3,2	4	5	6	7	9	12
Тройник	2	4	10	15	20	32	40	50	60	73	90
Лирообразный компенсатор, $R=12d$	1,8	4	9,5	14,5	20	27	33	41	48	64	82

Таблица 3

Диаметры трубопроводов при падении давления 0,1 ат и среднем давлении в сети $p_{изб} = 6$ ати

Объем протекающего воздуха $V_{\text{в}}$, м ³ /мин	Внутренний диаметр воздухопровода, мм, при длине воздухопровода, м,																
	10	25	50	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1250	1500	1750	2000
1	20	20	25	25	33	33	37	37	40	40	40	40	43	43	46	46	49
1,25	20	25	25	33	33	37	37	40	40	43	43	43	43	46	46	52	54
1,5	20	25	25	33	37	40	43	43	46	46	49	49	49	52	52	54	54
2	25	33	33	37	40	43	46	46	49	49	49	52	52	52	54	58	58
3	25	33	37	40	46	49	49	54	54	58	58	64	64	64	64	70	70
4	33	37	37	43	49	54	54	58	64	64	64	70	70	76	76	82	82
5	33	37	40	46	54	58	58	64	70	70	70	76	76	76	82	82	88
6	33	40	43	49	58	64	64	70	70	76	76	76	80	80	88	88	94
7	33	40	46	54	64	70	70	76	76	76	82	82	88	88	94	94	100
8	37	43	49	58	64	70	76	76	82	82	88	88	88	94	100	100	106
9	37	43	49	58	64	76	76	82	82	88	94	94	94	100	106	106	113
10	40	46	52	58	70	76	82	82	88	94	100	100	100	106	113	113	119
12,5	43	49	58	64	76	82	88	88	94	100	106	106	106	113	119	119	125
15	43	52	64	70	82	88	94	94	100	106	113	113	119	119	125	125	131
17,5	46	54	64	76	88	94	100	106	106	113	119	119	125	125	131	131	137
20	49	58	70	82	88	100	106	113	113	119	125	131	131	137	137	137	143
25	54	64	76	88	100	106	113	119	125	125	131	131	137	143	143	150	156
50	70	82	94	106	125	131	143	143	150	150	156	162	169	169	180	180	192
100	88	106	119	137	162	176	180	192	203	216	216	228	228	228	241	253	253
200	119	137	162	180	203	228	241	253	264	277	277	290	290	290	305	320	330

вертикали, соответствующей давлению 8 ати, найдем потерю давления, равную 0,2 ат. Следовательно, протекание 2 м³/мин атмосферного воздуха по шлангу диаметром 19 мм создаст потерю давления на 1 м длины шланга ~ 0,018 ат при давлении воздуха 4 ати. Для 20 м длины шланга потеря соответственно возрастет до величины порядка 0,36 ат; при давлении протекающего воздуха 8 ати потеря давления в шланге длиной 20 м снизится до величины порядка 0,2 ат, поскольку падение давления изменится прямо пропорционально увеличению плотности и пропорционально квадрату уменьшения скорости протекания.

Для обеспечения плотности воздухопроводов трубы соединяются качественной сваркой. Фланцы допускаются только в местах присоединения арматуры и измерительной аппаратуры; число таких мест должно быть сведено до минимума. Прокладки изготавливают из паронита.

Для компенсации тепловых расширений предусматриваются компенсаторы. Предпочтительнее естественная компенсация.

Для воздухопроводов применяются стальные бесшовные трубы. Допускается применение водогазопроводных труб и сварных труб. Приемка смонтированного воздухопровода должна сопровождаться гидравлическим испытанием и тщательной проверкой на плотность.

Помимо качественной сварки, надежность воздухопровода определяется его конфигурацией и способами освобождения от воды, масла и пыли. Масло вместе с пылью оседает в коленах воздухопроводов перед задвижками и диафрагмами, образуя губчатую смесь, способную к возгоранию.

При работе всех типов компрессоров в воздухопроводах накапливается вода, сконденсировавшаяся в результате охлаждения паров в воздухе. Вода накапливается в низких местах воздухопроводов – перед подъемами, задвижками и диафрагмами, и перемещается в разных направлениях, увлекаемая течением воздуха и силами тяжести. В результате уменьшения живого сечения воздухопровода и бесполезного перемещения воды возрастают гидравлические сопротивления трубопровода.

Зимой вода замерзает и заполняет живое сечение воздухопровода, полностью прекращая воздухоснабжение цехов и участков.

Во избежание обводнения и засорения трубопроводов следует соблюдать следующие правила проектирования, монтажа и эксплуатации:

1. Все наружные межцеховые воздухопроводы должны укладываться «пилой» (рис. 18), с уклоном 1:200 в сторону движения воздуха. При входе в цех в утепленном месте устанавливается водоотделитель, куда стекает вся вода и уносится при продувке масло и пыль. От водоотделителя воздухопровод поднимается отвесно (допускается под углом не менее 45° к горизонту), а затем вновь ведется с уклоном в сторону движения воздуха. На всех интенсивно охлаждаемых участках воздухопровода водоотделители желательно ставить чаще, однако они должны обязательно устанавливаться в утепленных местах во избежание замерзания. Образование впадин, «низин» и других участков, где возможно накопление воды, масла и грязи, не допускается. При неизбежности образования впадин необходимо ставить во всех низких местах утепленные водоотделители или водоотводчики с постоянным наблюдением за их работой.

2. Рекомендуется укладка внешних нагнетательных воздухопроводов рядом с паро- и теплопроводами в общей изоляции (на коротких участках – вблизи неподвижных опор), что приведет к значительной экономии воздуха вследствие его подогрева и предотвратит выпадение влаги. При этом потери тепла пара или горячей воды невелики. По возможности подогрев следует производить после охлаждения воздуха и выделения влаги в воздухоохладителях, что обеспечит дополнительную осушку воздуха.

3. Периодически, не реже одного раза в месяц, производить промывку и продувку воздухопроводов.

4. Присоединение цеховых трубопроводов к магистральному воздухопроводу, а также присоединение отдельных потребителей в цеховых магистралях производить сверху и по возможности после водоотделителей для предотвращения попадания к потребителям выделившейся влаги.

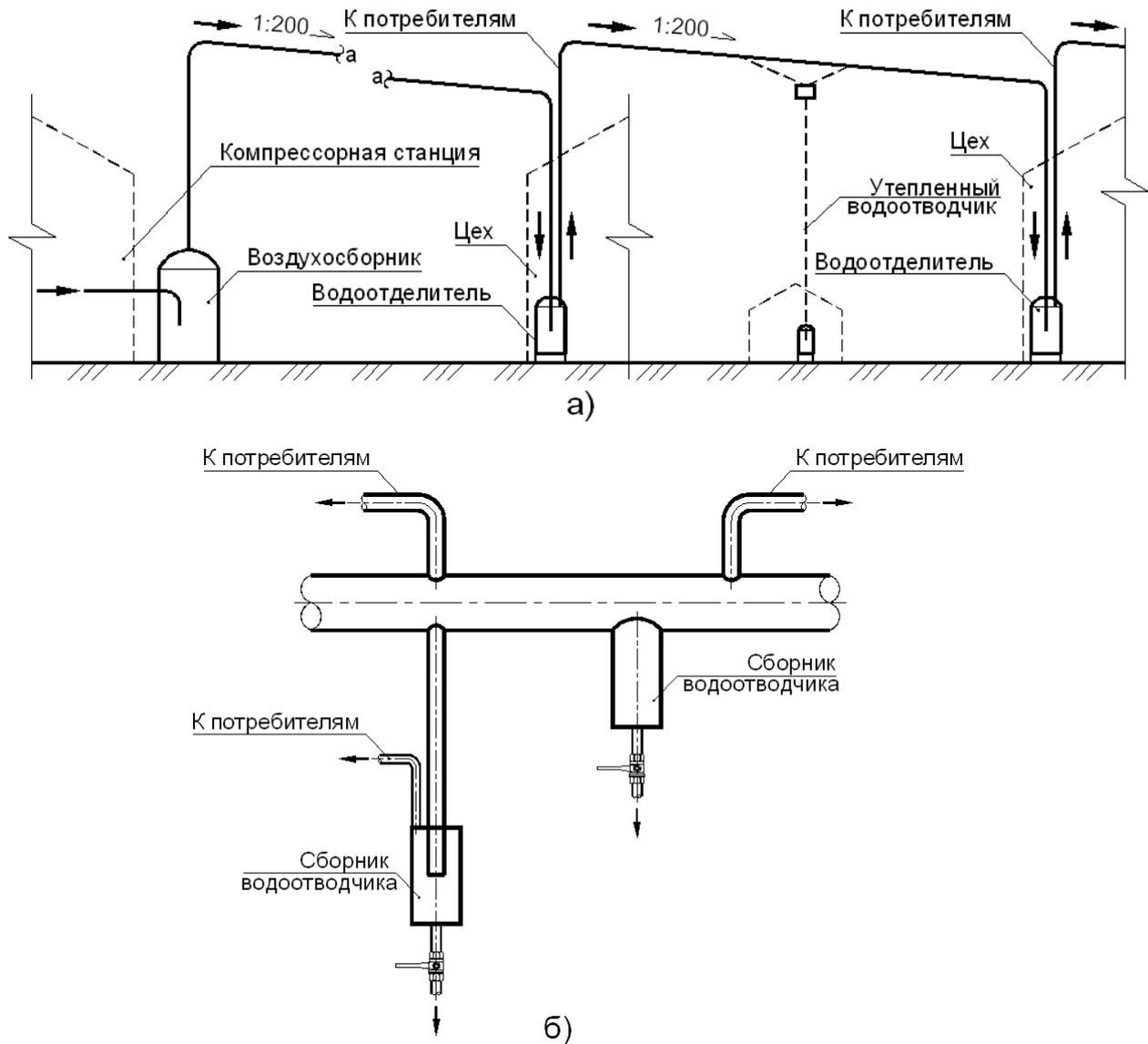


Рис. 18. Схема воздухопровода:

а – воздухопровод «пилой»; б – присоединение потребителей

При прокладке трубопроводов соблюдать специальные правила и требования [1, 6...9, 11].

2.11 Воздухосборники

Между компрессорами и расходной магистралью воздуха устанавливают воздухосборники. Основное назначение воздухосборников: улавливать влагу и масло, смягчать пульсации давления после поршневых компрессоров, аккумуля-

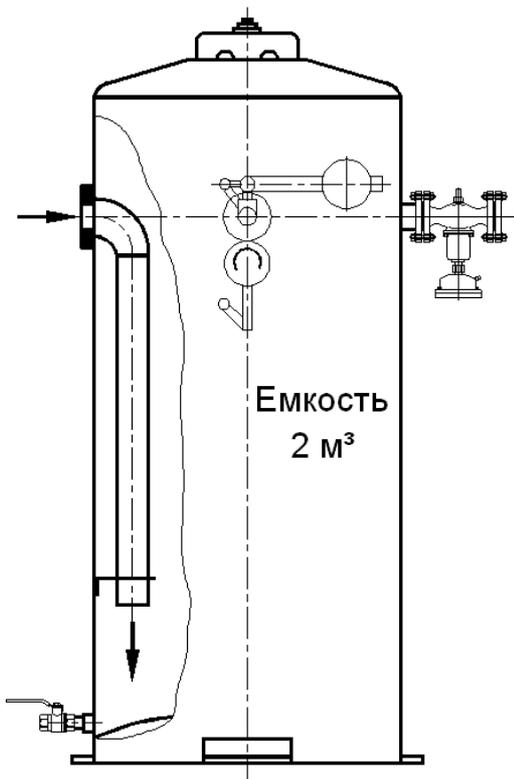
лизовать некоторый запас сжатого воздуха для покрытия кратковременных и неожиданных пиковых нагрузок небольших компрессоров.

Воздухосборник особенно необходим для поршневых компрессоров. Для турбокомпрессоров при наличии хорошего отделения влаги после холодильников воздухосборник не обязателен.

Применяются горизонтальные и вертикальные воздухосборники.

Воздухосборник снабжается манометром, предохранительным клапаном, гнездом для термометра, люком для осмотра и очистки внутри и спускным краном, устанавливаемым в самой низкой точке днища. Воздухосборник имеет штуцеры с фланцами для подвода и отвода воздуха. Желательна установка легкоплавкой предохранительной пробки в верхней части корпуса.

Ввод воздуха в воздухосборник предпочтительней в его средней части. Независимо от места ввода, входной воздухопровод загибается вниз и заканчивается на расстоянии 0,5...1 м от днища. Струя увлажненного воздуха ударяет о



днище или о зеркало воды, накопившейся на дне воздухосборника. В результате капли воды и масла в основном остаются внизу, и улучшается их отделение от воздуха при повороте потока вверх.

Типичная конструкция небольшого воздухосборника показана на рис.19.

На рис. 20 показан второй вариант воздухосборника емкостью 19м³. Воздух подведен к нижней части воздухосборника. Входная труба повернута вверх таким образом, чтобы струя воздуха ударяла в специальный зонтик, при этом капли воды и масла прилипают к зонтику и постепенно стекают с него, а воздух по периферийному кольцу направляется к отверстию выходной трубы, которое поднято к верхней части

Рис. 19. Типичная конструкция небольшого воздухосборника

направляется к отверстию выходной трубы, которое поднято к верхней части

сборника.

Воздухосборники сваривают из листов котельной стали и гидравлически испытывают на полуторное давление при разрешенном давлении до 10 ати. Воздухосборники устанавливаются на фундаменте вне здания на расстоянии 12...15 м от компрессорной станции. Воздухосборники не должны подвергаться нагреву солнечными лучами или другим источником тепла. В месте нахождения воздухосборника могут находиться только обслуживающие его работники.

В случае необходимости вместо одного воздухосборника устанавливаются два или несколько воздухосборников, последовательно включенных и равных в сумме объему одного сборника.

Между компрессором и воздухосборником не должно быть задвижек, что можно выполнить установкой индивидуального для данного компрессора сборника. В этом случае пуск компрессора производится в сборник, находящийся под атмосферным давлением.

Поскольку в большинстве случаев один воздухосборник устанавливается для нескольких компрессоров, между каждым компрессором и воздухосборником устанавливается достаточно емкий масло- и водоотделитель, снабженный предохранительным клапаном. Между маслоотделителем и сборником устанавливается задвижка, что дает возможность производить загруженный пуск каждого компрессора в маслоотделитель, находящийся под атмосферным давлением, а после достижения давления нагнетания открыть задвижку к общему воздухосборнику. Наличие предохранительного клапана на маслоотделителе ис-

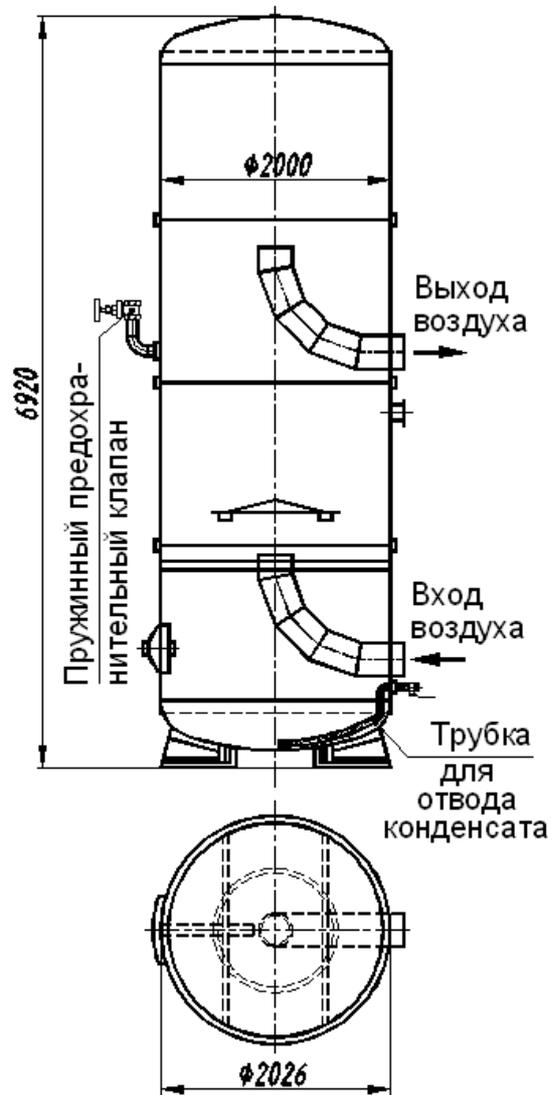


Рис. 20. Воздухосборник емкостью 19 м^3

ключает возможность быстрого повышения давления при пуске и поломки клапанов и других деталей компрессора, что наблюдалось в эксплуатации без предохранительного клапана и емкости между компрессором и задвижкой.

Размер воздухоборника определяют, исходя из производительности, числа ступеней, рабочих полостей и числа оборотов компрессора.

Объем воздухоборника определяют по формуле

$$V_{сб} = 1,6\sqrt{V_{мин}}, \text{ м}^3, \quad (19)$$

где $V_{мин}$ – минутная производительность поршневого компрессора, $\text{м}^3/\text{мин}$.

2.12 Водоотделители и водоотводчики

Для удаления воды из воздухопроводов устанавливают водоотделители и водоотводчики. При уносе в воздухопровод масла или паров масла от поршневых или ротационных компрессоров водоотделитель является одновременно и маслоотделителем. Воздухосборник является первым масло- и водоотделителем. При хорошей конструкции воздухоборника и своевременной его продувке

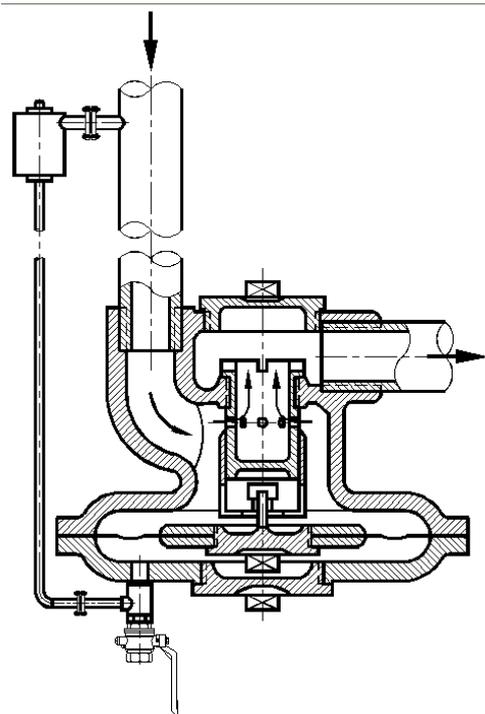


Рис. 21. Автоматический диафрагмовый водоотводчик

водчик вентилем для возможности его систематической продувки (рис. 21).

ке воздух, выходящий из воздухоборника, не содержит в себе капель воды и масла. Однако в воздухе всегда содержатся пары воды, а иногда и масла, которые при дальнейшем охлаждении конденсируются. Конденсат накапливается в низких местах воздухопроводов, откуда его следует периодически удалять.

Простейшее устройство для удаления воды – водоотводчик – представляет собой трубу, присоединенную к воздухопроводу. Заканчивается водоот-

Трубу водоотводчика необходимо заканчивать емким сборником воды, который следует часто продувать, не допуская его переполнения.

Водоотводчик может работать без водосборника или с малым объемом водосборника, если снабдить его надежно работающим автоматическим водоотводчиком – конденсационным горшком.

Для лучшего улавливания воды желательно присоединить к низкому месту воздухопровода короткую трубу увеличенного диаметра, а к ней присоединить канализационную трубу.

Водоотводчики должны быть обязательно защищены от замерзания. Если невозможно предотвратить замерзание водоотводчика, то лучше отказаться от его установки.

При правильно спроектированном воздухопроводе («пилой») и установке соответствующего количества надежно действующих водоотделителей необходимость в наружных водоотводчиках отпадает. Однако полностью отказаться от водоотводчиков нельзя, т.к. они могут быть легко установлены всюду, где установка водоотделителя затруднительна.

Водоотделители имеют принципиальное отличие от водоотводчиков: водоотделитель врезается в воздухопровод, а водоотводчик присоединяется к неразрезному воздухопроводу. Это усложняет установку водоотделителя, но дает возможность лучше отделить влагу от воздуха и способствует выравниванию пульсаций.

Простейший магистральный водоотделитель показан на рис. 22. Водоотделитель имеет большое сходство по конструкции и назначению с воздушосборником, отличаясь от него размерами. Желательно создать условия для сепарации воды и масла от воздуха, что достигается резким изменением (уменьшением в 20...60 раз) скорости, направления,

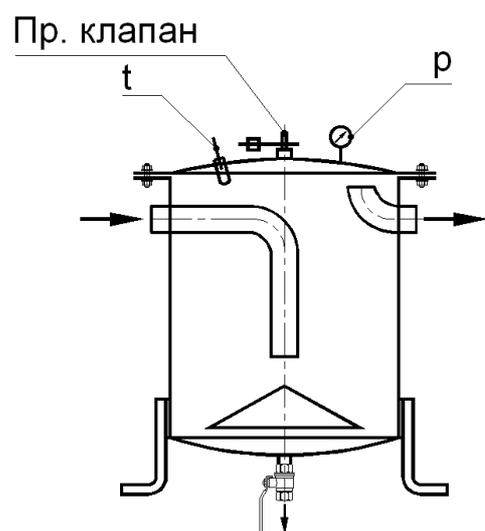


Рис. 22. Магистральный водоотделитель

использованием сил инерции и способностью каплей масла и воды прилипать к поверхностям водоотделителя.

Существует множество конструкций водоотделителей. На рис. 23 показаны основные схемы масло-водоотделителей.

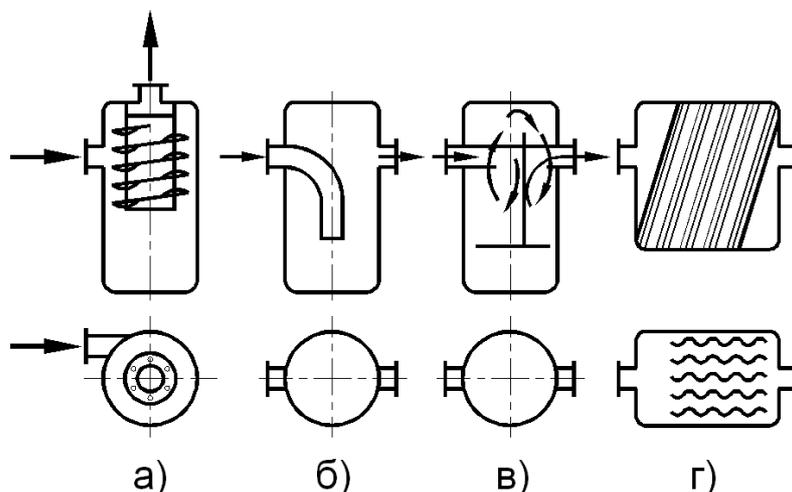


Рис. 23. Схемы масло-водоотделителей:

а – со спиральным входом; б – с резким поворотом потока; в – с поперечной перегородкой; г – пластинчатый с волнистыми элементами

В конструкции водоотделителя (рис. 23, в) хорошо используются основ-

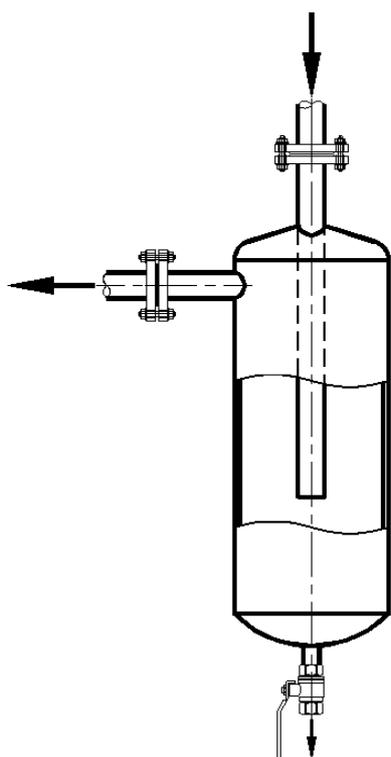


Рис. 24. Концевой водоотделитель

ные принципы сепарации. При выходе из трубы воздух соприкасается с продольной перегородкой, по которой стекают капли воды и масла; затем воздух петлеобразно поворачивает вверх, огибает перегородку и вновь изменяет направление при поступлении в выходную трубу.

Хорошее отделение влаги и масла дают пластинчатые маслоотделители (рис. 23, г), в которых движение воздуха между волнистыми или зигзагообразными листами и сетками способствует налипанию на них каплей влаги и масла.

В качестве концевых водоотделителей перед потребителями воздуха хорошо зарекомендовала себя простая конструкция (рис. 24) из короткого пря-

мого участка трубы диаметром 300 мм с приваренными сферическими днищами.

В особо ответственных случаях, когда требуется полная сепарация влаги, концевые водоотделители снабжаются перегородками, заполненными поглотителями влаги (едкий натрий, силикагель, алюмогель, активированный уголь и т.д.). Такие фильтры требуют особого ухода из-за необходимости частой (по графику) замены поглотителя.

Имеются конструкции водоотделителей центробежного действия, водоотделители с кварцевым заполнением, инерционные масло-водоотделители, водоотделители, совмещенные с фильтрами (рис. 25), и т.д.

В большинстве случаев усложнение конструкции не является оправданным, т. к. рационально выполненные и достаточно емкие водоотделители простейших типов хорошо выполняют свое назначение.

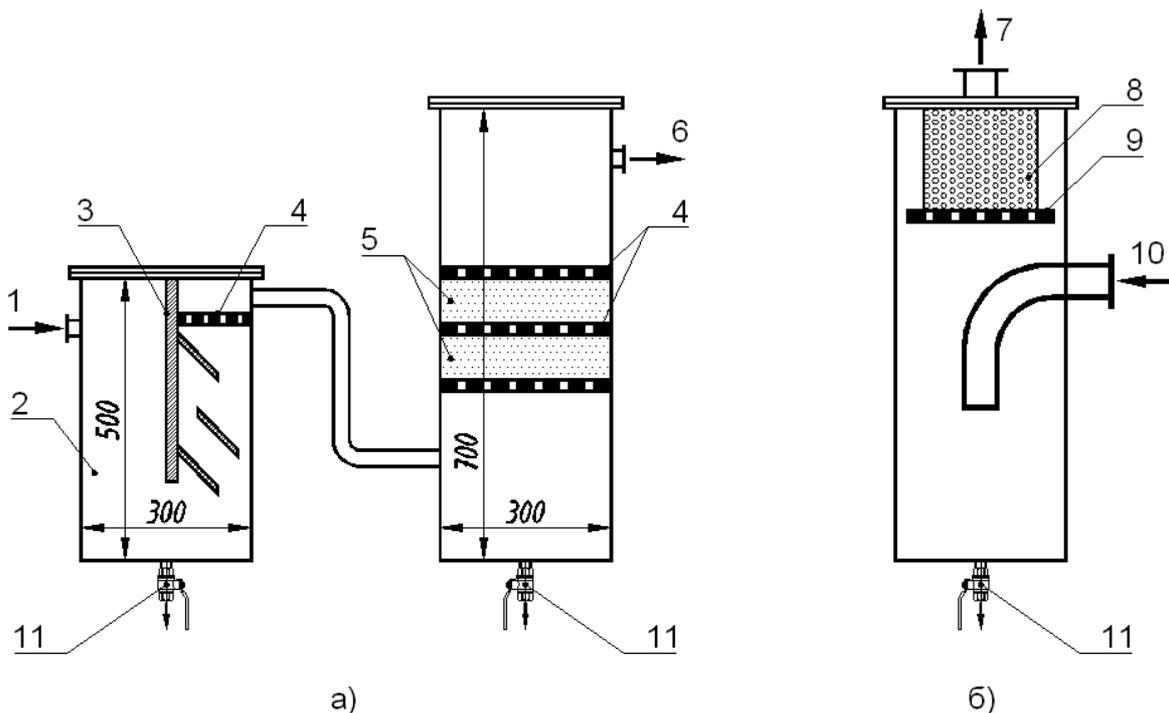


Рис. 25. Концевые водоотделители с наполнителями:

а – двухступенчатый водоотделитель; б – масло-водоотделитель для пескоструйных аппаратов; 1, 10 – вход воздуха; 2 – камера; 3 – отбойная плита; 4, 9 – сепарирующая решетка; 5 – набивка; 6, 7 – выход воздуха; 8 – активированный уголь; 11 – дренаж

2.13 Утечки сжатого воздуха

Утечки возникают в зазорах цилиндров, золотников, клапанов и кранов воздушных молотов, пневматических инструментов и устройств. Неудовлетворительная смазка и несвоевременные ремонты приводят к чрезмерному увеличению зазоров, в результате чего большие количества воздуха перетекают из рабочей полости в нерабочую, а оттуда на выхлоп, или через неплотности регулирующих и запорных устройств воздух непосредственно вытекает в атмосферу. Неплотности в резьбах сальников, прокладках фланцев и крышек, неисправные шланги, трубопроводы вентили, соединительные части также способствуют утечке. Несвоевременные и неплотно закрытые вентили, задвижки, краны и другие запорные устройства, неисправности оборудования или небрежность обслуживающего персонала также приводят к потере воздуха.

При удовлетворительной эксплуатации оборудования утечки составляют 25...30% от общего расхода воздуха, а при несвоевременном ремонте инструмента и т.п. утечки резко возрастают и достигают 50...60% от общего расхода воздуха [1, 6 – 9].

3 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

3.1 Исходные данные

При выполнении курсовой работы необходимо в соответствии с полученным заданием разработать принципиальную схему компрессорной станции и схему системы воздухообеспечения.

В задании указывается взаимное расположение компрессорной станции и цеха с количеством и расположением потребителей сжатого воздуха и их технические характеристики. Режим работы оборудования принимается по данным [6, 8].

3.2 Расчет производительности компрессорной станции

В соответствии с полученным заданием по справочным таблицам [1, 6] определить расход сжатого воздуха каждым потребителем с указанием основных технических характеристик, коэффициенты использования, одновременно-сти.

По формуле (5) определить расчетный одновременный максимальный расход воздуха всеми потребителями.

Принимая во внимание величину утечек, определить по формуле (7) необходимую производительность компрессорной станции.

3.3 Разработка принципиальной схемы компрессорной станции

Скомпоновать и начертить принципиальную схему компрессорной станции с обозначением основных элементов по [14, 15, 16].

Компрессорные установки и станции включают следующие основные системы: воздушную охлаждающую, масляную, дренажную, КИПиА, электро-снабжения, управления и защиты [7, 8].

3.4 Расчет и подбор оборудования компрессорной станции

В соответствии с определенным расходом сжатого воздуха выбрать тип компрессора [2, 8, 10].

Предусмотреть мероприятия по очистке атмосферного воздуха, рассчитать необходимые устройства [1, 6, 7, 8, 11].

Скомплектовать компрессорную станцию необходимыми устройствами: концевым холодильником, воздухоотборником, дренажными устройствами и т.д., предварительно определив их необходимые характеристики.

3.5 Компоновка и расчет воздухопроводов системы воздухообеспечения

Скомпоновать систему воздухообеспечения в соответствии с требованиями, приведенными в п. 2.10 [1, 5...9, 11].

Выполнить гидравлический расчет воздухопроводов системы воздухообеспечения. Результаты расчета представить в виде таблицы по приложению 4.

3.6 Порядок оформления

Курсовая работа выполняется на листах формата А4 в соответствии со стандартом ННГАСУ на оформление учебных работ.

Объем пояснительной записки около 30 листов. Принципиальную схему компрессорной станции выполнить в составе пояснительной записки на листе формата А3 и в графической части в более крупном масштабе.

Графическая часть курсовой работы выполняется на листе ватмана формата А1.

3.7 Порядок защиты

Для защиты курсовой работы студенту необходимо представить в установленный учебным графиком срок оформленную должным образом пояснительную записку и графическую часть работы.

При защите курсовой работы студент должен знать теоретический материал по теме «Воздухообеспечение производственного предприятия».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Борисов, Б.Г.** Системы воздухообеспечения промышленных предприятий [Текст] / Б.Г. Борисов, Н.В. Калинин, В.А. Михайлов. – М.: МЭИ, 1989.
2. **Бромлей, М.Ф.** Гидравлические машины и холодильные установки [Текст] / М.Ф. Бромлей. – М., «Стройиздат», 1971. – 260 с.
3. **Внутренние санитарно-технические устройства.** Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 1. [Текст] / В.Н. Богословский, А.И. Пирумов, В.Н. Посохин и др.; Под ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера.– 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1992. – 319 с.: ил.– (Справочник проектировщика).
4. **Дыскин, Л.М.** Вихревые термостаты и воздухоосушители [Текст]. Учебное пособие / Л.М. Дыскин. – Н. Новгород, ННГУ им. Н.И. Лобачевского, 1991. – 85 с.
5. **Идельчик, И.Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст] / И.Е. Идельчик; Под ред. М.О. Штейнберга.– 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.: ил.
6. **Карабин, А.И.** Сжатый воздух: выработка, потребление, пути экономии [Текст] / проф. А.И. Карабин. – М.: Издательство "Машиностроение".– 1964 г. – 344 с.
7. **Кузнецов, Ю.В.** Сжатый воздух [Текст] / Ю.В. Кузнецов, М.Ю. Кузнецов. – Екатеринбург, УрО РАН, 2007 г. – 267 с.
8. **Кумиров, Б.А.** Расчет систем снабжения предприятий сжатым воздухом [Текст]. Учебное пособие / Б.А. Кумиров, Р.Н. Валиев. – Казань, КГЭУ, 2003 г. – 99 с.
9. **Молчанова, Р.А.** Расчет системы воздухообеспечения [Текст]. Учебное пособие / Р.А. Молчанова. – Уфа, Издательство УГНТУ, 2003 г. – 60 с.
10. **Поляков, В.В.** Гидравлические машины и холодильные установки [Текст] / В.В. Поляков, Л.С. Скворцов. – М., «Стройиздат», 1990. – 336 с.

11. **Портнов, В.В.** Воздухоснабжение промышленного предприятия [Текст]. Учебное пособие / В.В. Портнов. – Воронеж, ГОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет», 2007 г. – 228 с.
12. **ГОСТ 17433-80* (СТ СЭВ 1704-79).** Промышленная чистота. Сжатый воздух. Классы загрязненности [Текст]. – М., ЦИТП Госстроя СССР, 1980.
13. **ГОСТ 24484-80*.** Промышленная чистота. Сжатый воздух. Методы измерения загрязненности [Текст]. – М., ЦИТП Госстроя России, 1995.
14. **ГОСТ 2.780-96.** Обозначения условные графические. Кондиционеры рабочей среды, емкости гидравлические и пневматические [Текст]. – М., ЦИТП Госстроя России, 1997.
15. **ГОСТ 21.205-93.** Условные обозначения элементов санитарно-технических систем [Текст]. – М., ЦИТП Госстроя России, 1995.
16. **ГОСТ 21.206-93.** Условные обозначения трубопроводов [Текст]. – М., ЦИТП Госстроя России, 1995.

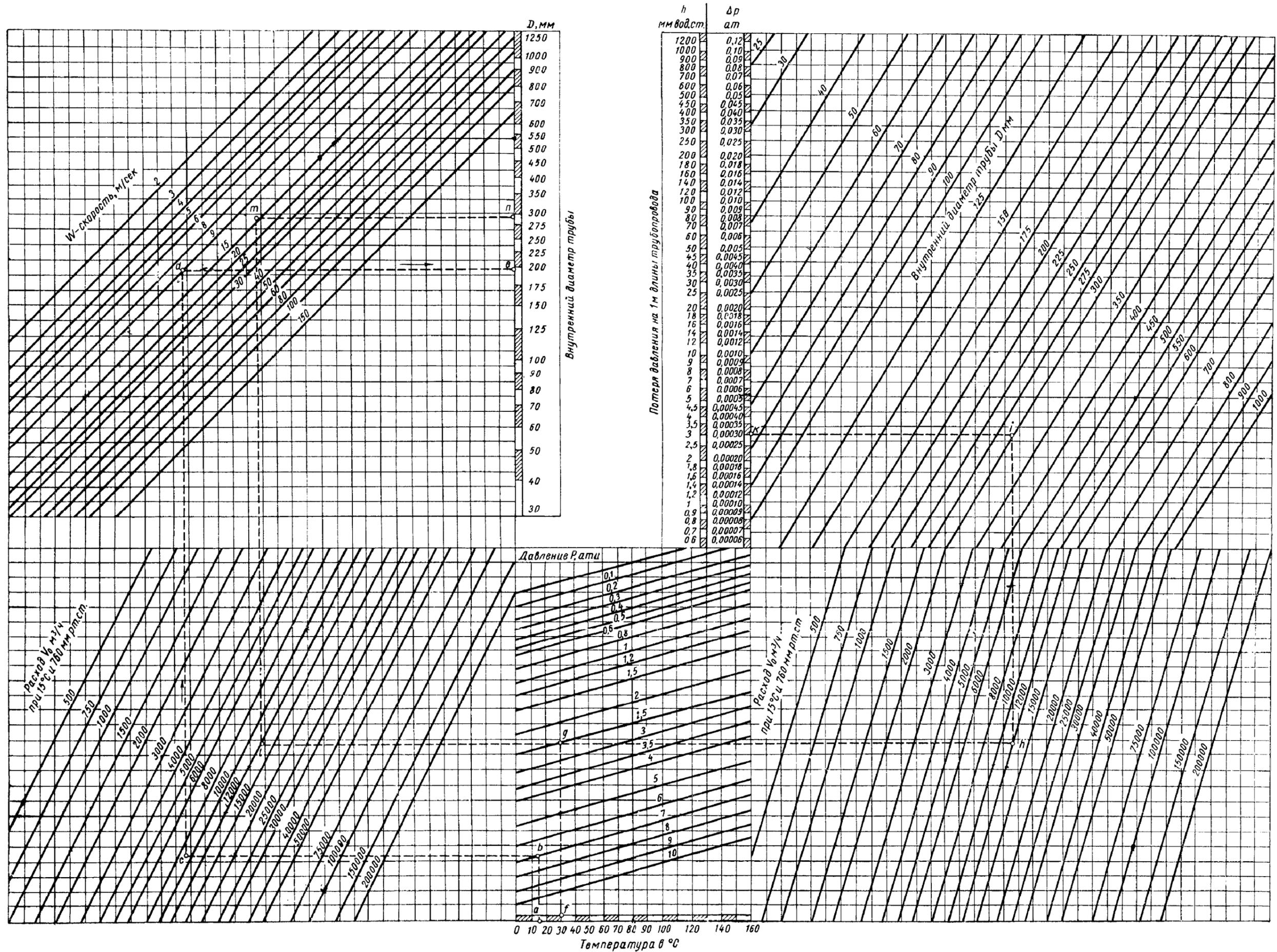
ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Технические характеристики установок адсорбционной осушки воздуха
(адсорбент – силикагель)

Технический по-казатель	Обозначение установки						
	УОВБ-0,5М	УОВБ-2М	УОВБ-5М	УОВ-10М1	УОВ-20М1	УОВ-30М1	УОВ-100
Номинальная производительность, м ³ /мин	0,5	2,0	5,0	10	20	30	100
Точка росы осушенного воздуха, °С	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40
Масса адсорбента, кг	50	100	150	350	700	1050	1120
Расход воздуха на регенерацию, м ³ /мин	0,1	0,6	1,0	1,7	3,4	5,0	13,1
Расход охлаждающей воды, м ³ /ч	0,2	1,2	2,0	3,0	6,0	9,0	30
Потребляемая мощность, кВт	0,5	0,5	0,5	9...20	22...24	30...34	87
Температура воздуха							
на входе в блок, не более, °С	25	25	25	25	25	25	25
на выходе из блока, не более, °С	30	30	30	30	30	30	30
Давление воздуха на входе в блок, МПа	0,8	1,0	1,0	0,8	0,8	0,8	1,6

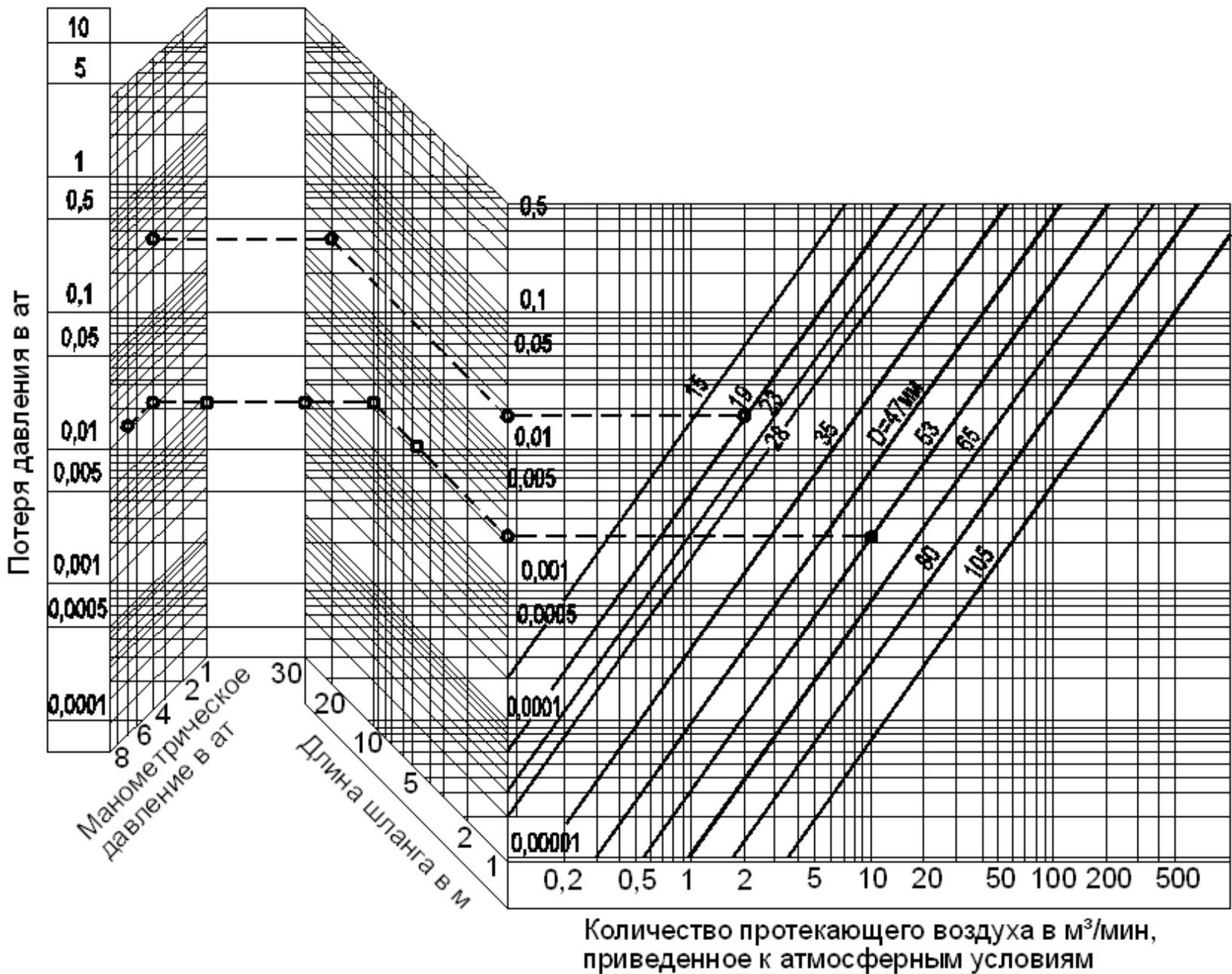
ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Номограмма для гидравлического расчета трубопроводов сжатого воздуха



ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Номограмма для гидравлического расчета резиновых шлангов



ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Таблица гидравлического расчета системы воздухооборудования

№№ уч.	Исходные величины					Расчетные величины				Вид местного сопротив- ления и его ζ (либо $l_{\text{экв}}$, м)	$\Sigma\zeta$ (либо $l_{\text{пр}}=l_{\text{тр}}+\Sigma l_{\text{экв}}$, м)	$P_{\text{д}}$, Па	Потери давления ΔR , Па	
	V_0 , м ³ /ч	$P_{\text{изб}}$, бар	\mathbf{r} , кг/м ³	w , м/с	$l_{\text{тр}}$, м	V , м ³ /ч	d , мм	Re	$\lambda_{\text{тр}}$				на уча- стке	по ма- гист- рала
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15

Дыскин Лев Матвеевич

Осипов Юрий Владимирович

ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

Методические указания к курсовой работе по дисциплине «Технологические энергоносители предприятий» для студентов направления 140100 Теплоэнергетика.

Подписано к печати _____, формат 60x90,1/16,

Бумага газетная. Печать офсетная.

Уч. изд. л. – _____, усл. печ. л. – _____,

Тираж 200 экз., заказ № _____.

Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет,
603950, Н. Новгород, ул. Ильинская, 65

Полиграфцентр ННГАСУ, 603950, Н. Новгород, ул. Ильинская, 65