

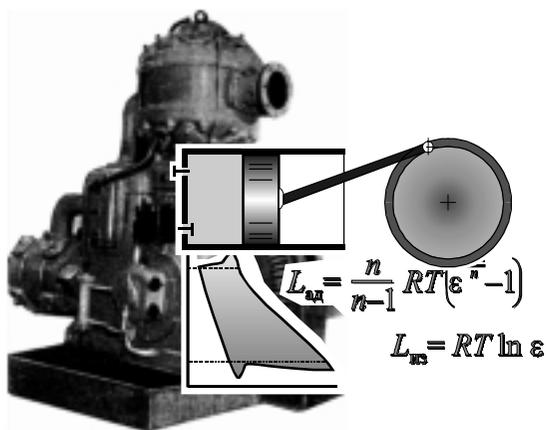
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Белгородская государственная технологическая академия
строительных материалов

П. А. Трубаев, П. В. Беседин, Б. М. Гришко

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Учебное пособие



Белгород 2001

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Белгородская государственная технологическая академия
строительных материалов

П. А. Трубаев, П. В. Беседин, Б. М. Гришко

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ
СИСТЕМ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ**

Утверждено советом академии
в качестве учебного пособия для студентов
специальности 100800 – Энергетика теплотехнологии

Белгород 2001

УДК 621.6 (075.8)

ББК 31.56

Т 77

Рецензенты:

В. М. Коновалов, канд. техн. наук, доцент кафедры
технологии цемента и композиционных материалов БелГТАСМ;

П. В. Журавлев, канд. техн. наук,
заместитель начальника цеха ОАО «Белгородский цемент»;

Трубаев П. А.

Т77 Проектирование систем воздухообеспечения промышленных предприятий: Учеб. пособие / П. А. Трубаев, П. В. Беседин, Б. М. Гришко. – Белгород: Изд-во БелГТАСМ, 2001. – 122 с.

Учебное пособие содержит сведения о сжатии газов, конструкции компрессоров, составе систем воздухообеспечения промышленных предприятий и методах расчета данных систем.

Предназначено в качестве учебного и справочного пособия для студентов специальности 100800 – Энергетика теплотехнологии при изучения дисциплин «Гидравлические машины и компрессоры» и «Энергетический комплекс промышленных предприятий», выполнении курсовых и дипломных проектов.

Ил. 66. Табл. 38. Библиогр. 6 назв.

УДК 621.6 (075.8)

ББК 31.56

© Белгородская государственная
технологическая академия строительных
материалов (БелГТАСМ), 2001

© П. А. Трубаев, 2001

ВВЕДЕНИЕ

Сжатый воздух является важным энергетическим и технологическим ресурсом многих промышленных предприятий. Он используется в основных технологических процессах металлургических предприятий и предприятий промышленности строительных материалов, например, при выплавке стали и чугуна, транспортировке сыпучих продуктов, формировании железобетонных изделий. Большое количество сжатого воздуха используется для силового привода машин и механизмов – пневматических прессов и молотов, лебедок, порододобывающих механизмов на карьерах.

Сжатый воздух относится ко внутренним энергоресурсам предприятия, он вырабатывается в функционирующих в составе предприятия компрессорных станциях, а затем доставляется потребителям по воздухопроводной сети. Поэтому в задачи проектирования систем воздухообеспечения входит определение количества и характеристик потребляемого на предприятии воздуха и с учетом этих величин – подбор оборудования компрессорных станций и расчет воздухопроводной сети. Поэтому в издание включены сведения по теории сжатия газов, описание принципов работы основных типов компрессоров, характеристика вспомогательного оборудования компрессорных станций, методы расчета количества потребляемого воздуха и воздухопроводных сетей.

Материал, изложенный в пособии, требует знания основ термодинамики и гидродинамики, принципа действия нагнетателей различного типа, методов расчета трубопроводных сетей. При изучении материала и выполнении курсового проекта необходимо использовать учебное пособие [1], в котором разбираются примеры решения задач по расчету насосов, компрессоров и трубопроводных сетей.

Все единицы в издании приводятся в системе СИ, если не указывается иная размерность. Внесистемные размерности используются в том случае, если они установлены соответствующими российскими и европейскими стандартами, например, для частоты вращения электродвигателей или производительности насосов и вентиляторов.

1. ТЕОРИЯ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН

1.1. ХАРАКТЕРИСТИКИ И ТИПЫ КОМПРЕССОРОВ

Компрессором называется машина для сжатия газа, с обязательным охлаждением газа во время или после сжатия. Компрессоры характеризуются степенью повышения давления (степенью сжатия) ε , равной отношению давлений газа после и до сжатия:

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1}. \quad (1.1)$$

Обычно для компрессоров степень сжатия $\epsilon > 1,15$. Объемная подача компрессора определяется при условиях всасывания, то есть на входе в компрессор (обычно это атмосферные условия).

Классификация по принципу действия и область применения компрессоров различных типов приведена на рис. 1.1. Наиболее распространенными являются поршневые и центробежные компрессоры, также используются осевые, роторные (пластинчатые) и винтовые компрессоры.

Объемные компрессоры позволяют получать высокое давление, и развиваемое ими давление не зависит от подачи. Они характеризуются невысокими подачами, наличие смазки в объемных компрессорах приводит к загрязнению ею сжатого газа.

Поршневые компрессоры являются самыми экономичными, так как их конструкция позволяет эффективно охлаждать газ при сжатии. К недостаткам поршневых компрессоров можно отнести наличие клапанов, являющихся крайне ненадежным элементом конструкции; малые частоты; неравномерность подачи и пульсацию давления воздуха; большие габариты машин и фундаментов, неуравновешенность и вибрации при работе.

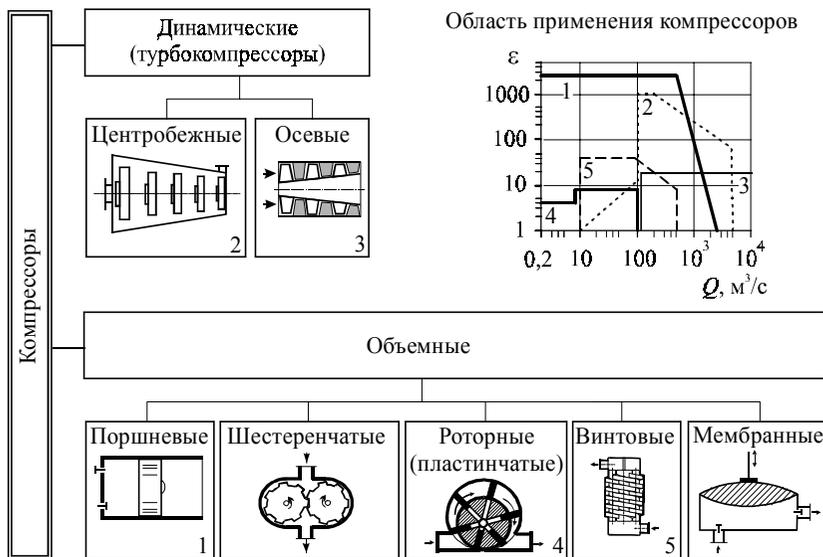


Рис. 1.1. Классификация по принципу действия и область применения компрессоров

Преимущества *роторных пластинчатых компрессоров* состоят в высокой частоте вращения, малых размерах и весе, равномерной подаче сжатого газа, отсутствии клапанов. Недостатки – сложность конструкции и ремонта; неэффективное внутреннее охлаждение, следствием чего являются высокие затраты энергии на сжатие и высокая температура воздуха на выходе.

У *винтовых компрессоров* отсутствуют клапаны, они высокооборотные, обладают малыми габаритами и массой. Но их работа сопровождается сильным шумом, они очень сложны в изготовлении и обслуживании, могут работать экономично только в одном режиме.

Мембранные компрессоры обычно применяются в химическом производстве для сжатия агрессивных газов или при очень малой подаче. Мембранными компрессорами часто оснащаются газозаборные системы в аппаратуре газового анализа промышленных печей.

Достоинства *динамических компрессоров* (их также называют турбокомпрессорами) заключаются в высокой производительности, малых габаритах и весе, отсутствии клапанов, обеспечении равномерной подачи, отсутствии примеси масла в сжатом воздухе, высокооборотности. Недостатки – низкая степень повышения давления, неэкономичность по сравнению с объемными компрессорами, работа только с высокими подачами, неустойчивость работы и возможность возникновения автоколебаний (помпажа).

Компрессоры также классифицируют по развиваемому давлению на машины низкого (0,3 ... 2,5 МПа), среднего (2,5 .. 6 МПа), высокого (6 ... 35 МПа) и сверхвысокого (свыше 35 МПа) давления.

Обычно для привода компрессоров используют синхронные электродвигатели. Частота вращения для центробежных компрессоров 1500 и 3000 об/мин, для поршневых – 125...750 об/мин. Асинхронные двигатели используются для компрессоров малой производительности. Компрессоры большой мощности оснащаются приводами – турбинами.

1.2. ТЕРМОДИНАМИКА ПРОЦЕССА СЖАТИЯ

Теория сжатия основана на уравнении состояния газа и первом законе термодинамики. Уравнение состояния имеет вид:

– для идеального газа (при давлении менее 10МПа)

$$p = \rho RT \quad \text{или} \quad pv = RT; \quad (1.2)$$

– для реального газа (при давлении свыше 10МПа)

$$p = z\rho RT, \quad (1.3)$$

где p – давление; ρ – плотность; R – газовая постоянная; T – абсолютная температура; v – относительный объем газа ($v = 1/\rho$); z – коэффициент сжимаемости.

Газовая постоянная R выражается через изобарную c_p и изохорную c_v теплоемкости: $R = c_p - c_v$, или через молярную массу M и универсальную газовую постоянную: $R = 8,314/M$. Термодинамические характеристики некоторых газов приведены в работе [1, с. 84].

Первый закон термодинамики выражает закон сохранения энергии при изменении состояния газа:

$$dQ = dU + dL = dU + pdv = dh - vdp, \quad (1.4)$$

где dQ – количество подведенного или отведенного тепла; dU – изменение внутренней энергии; dL – работа, совершаемая газом; dh – изменение энтальпии газа.

Процессы сжатия

Пусть газ сжимается от давления p_1 (точка 1) до давления p_2 , а затем охлаждается при постоянном давлении p_2 до исходной температуры (точка 3). Рассмотрим наиболее характерные процессы сжатия (рис. 1.2) – изотермическое, адиабатное и политропное.

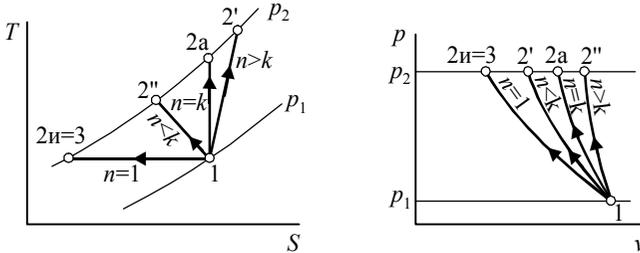


Рис. 1.2. Процессы сжатия в $T-S$ и $p-v$ -диаграммах:

$1-2i$ – изотермическое сжатие; $1-2a$ – адиабатное сжатие;

$1-2'$ и $1-2''$ – политропное сжатие

Изотермическое сжатие

При отводе всего выделяющегося в процессе сжатия тепла температура газа не изменяется, то есть происходит изотермический процесс. Уравнение сжатия имеет вид

$$\frac{p}{\rho} = \text{const} \quad \text{или} \quad pv = \text{const}. \quad (1.5)$$

Изотерма в $T-S$ -диаграмме изображается горизонтальной линией.

Адиабатное сжатие

Адиабатным называется процесс при отсутствии теплообмена с окружающей средой. Уравнение адиабатного сжатия имеет вид

$$\frac{p}{\rho^k} = \text{const} \quad \text{или} \quad p v^k = \text{const}. \quad (1.6)$$

Связь между давлением и температурой в процессе имеет вид

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (1.7)$$

или

$$\boxed{T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (1.8)$$

В приведенных выражениях k – показатель адиабаты:

$$k = \frac{c_p}{c_v}. \quad (1.9)$$

Показатель адиабаты идеальных газов определяется числом степеней свободы молекулы f или числом атомов в молекуле a :

$$k = 1 + \frac{2}{f} = 1 + \frac{2}{a+2}. \quad (1.10)$$

Для идеальных одноатомных газов $k = 1,67$, двухатомных газов и воздуха $k = 1,40$, трехатомных газов $k = 1,33$. Показатель адиабаты реальных газов приведен в работе [1, с. 84].

В $T - S$ -диаграмме адиабатное сжатие изображается вертикальной линией.

Политропное сжатие

Реально процесс сжатия протекает по политропе (то есть произвольно). Уравнение политропного сжатия имеет вид:

$$\frac{p}{\rho^n} = \text{const} \quad \text{или} \quad p v^n = \text{const}. \quad (1.11)$$

Давление и температуры в политропном процессе связаны отношением

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}}, \quad (1.12)$$

или

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\frac{n-1}{n}}. \quad (1.13)$$

Показатель политропы выражается через теплоемкость газа c и теплоемкости при постоянном давлении c_p и постоянном объеме c_v :

$$n = \frac{c - c_p}{c - c_v}. \quad (1.14)$$

Значение показателя политропы n при сжатии газа в компрессорах лежит в пределах 1...1,8. Различают процессы сжатия с интенсивным охлаждением ($n < k$), характерные для объемных компрессоров, и процессы без охлаждения ($n > k$), характерные для лопастных машин. При $n < k$ линия политропы в $T - S$ диаграмме лежит слева от вертикальной линии адиабаты, при $n > k$ – справа от адиабаты. Адиабатный и изотермический процессы можно рассматривать как частные случаи политропного процесса соответственно при $n = k$ и $n = 1$.

Изменение теплоты газа в термодинамическом процессе определяется через площадь криволинейной трапеции в $T - S$ диаграмме, ограничиваемую сверху линией процесса:

$$dQ = TdS. \quad (1.15)$$

Теплота Q_c , отводимая от газа при сжатии (рис. 1.3)

$$Q_c = \int_1^2 TdS, \quad (1.16)$$

а отводимая от газа при охлаждении Q_x

$$Q_x = \int_2^3 TdS. \quad (1.17)$$

Работа сжатия

Работа компрессора заключается в сжатии среды и ее удалении из рабочих полостей в нагнетательный газопровод. Поэтому затраты энергии в нем оцениваются по располагаемой работе сжатия L_p , равной затратам на сжатие и перемещение (вытеснение) газа (рис. 1.4):

$$dL_p = V dp, \text{ Дж}, \quad (1.18)$$

или по удельной располагаемой работе l_p , отнесенной к 1 кг газа:

$$dl_p = v dp, \text{ Дж/кг}. \quad (1.19)$$

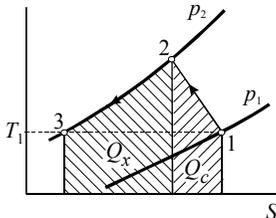


Рис. 1.3. Теплота, отводимая от газа

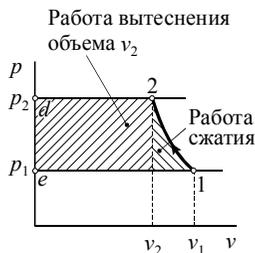


Рис. 1.4. Работа при сжатии газа

Располагаемая работа процесса сжатия l_p на $p - v$ -диаграмме равна площади $1-2-d-e-1$, ограничиваемой линией сжатия и изобарами p_1 и p_2 (рис. 1.4), то есть

$$l_p = \int_1^2 v dp = p_2 v_2 - p_1 v_1 - \int_1^2 p dv. \quad (1.20)$$

Рассмотрим располагаемую работу сжатия для различных процессов.

Изотермический процесс

При изотермическом сжатии

$$pv = p_1 v_1 = p_2 v_2, \quad (1.21)$$

то есть

$$v = \frac{p_1 v_1}{p}. \quad (1.22)$$

Отсюда удельная располагаемая работа изотермического сжатия $l_{из}$

$$l_{из} = \int_1^2 p_1 v_1 \frac{dp}{p} = p_1 v_1 (\ln p_2 - \ln p_1) = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (1.23)$$

Используя уравнение идеального газа $p_1 V_1 = RT_1$ и степень сжатия $\epsilon = p_2/p_1$, имеем

$$l_{из} = RT_1 \ln \epsilon. \quad (1.24)$$

Политропный процесс

Уравнение процесса имеет вид

$$pv^n = p_1 v_1^n. \quad (1.25)$$

Выделяя удельный объем, получаем

$$v = p_1^{1/n} v_1 p^{-1/n}. \quad (1.26)$$

Значит, удельная располагаемая работа политропного процесса l_n

$$l_n = p_1^{1/n} v_1 \int_1^2 p^{-1/n} dp = p_1^{1/n} v_1 \left(\frac{p^{1-1/n}}{1-1/n} \Big|_1^2 \right) =$$

$$\frac{n}{n-1} p_1^{1/n} v_1 \left(p_2^{\frac{n-1}{n}} - p_1^{\frac{n-1}{n}} \right) = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right],$$

или

$$l_n = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) = \frac{n}{n-1} RT_1 \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right). \quad (1.27)$$

Из уравнения $p = \rho RT$ можно получить $\frac{p_2}{p_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \frac{T_2}{T_1}$, а используя уравнение политропы $\frac{p_1}{\rho_1^n} = \frac{p_2}{\rho_2^n}$ имеем $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$. Поэтому

$$l_n = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right). \quad (1.28)$$

Подставив в последнее уравнение $p_1 v_1 = RT_1$ и $T_2 = T_1 \varepsilon^{\frac{n-1}{n}}$, получаем располагаемую работу политропного сжатия, выраженную через характеристики сжимаемого газа и его температуру до и после сжатия:

$$l_n = \frac{n}{n-1} R (T_2 - T_1). \quad (1.29)$$

Расчет величины располагаемой работы при различной степени сжатия приведен на рис. 1.5.

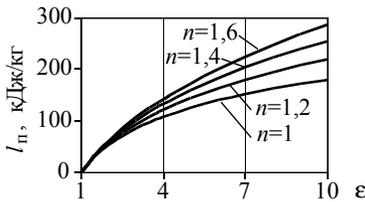


Рис. 1.5. Располагаемая работа политропного сжатия воздуха ($n = 1$ соответствует изотермическому процессу, $n = 1,4$ – адиабатному)

1.3. УРАВНЕНИЕ СОХРАНЕНИЯ ЭНЕРГИИ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ

Сообщаемая газу в компрессоре работа l_i (называемая индикаторной работой) согласно закону сохранения энергии расходуется на изменение энтальпии, кинетической энергии газа и теряется в окружающую среду:

$$l_i = c_p(T_2 - T_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + q_n, \quad (1.30)$$

или

$$l_i = l_a + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + q_n, \quad (1.31)$$

где T_2, T_1 – абсолютная температура газа до и после компрессора; v_2^2, v_1^2 – скорость газа до и после компрессора; q_n – потери тепла в окружающую среду; l_a – работа адиабатного сжатия от давления p_1 до p_2 .

Определим, какая часть индикаторной работы переходит в располагаемую работу сжатия. В процессе сжатия газу извне тепло сообщается только за счет сил трения

$$dq = dq_{\text{тр}} - dq_n. \quad (1.32)$$

Из первого закона термодинамики $dq = dh - vdp = dh - dl_p$ получаем располагаемую работу сжатия: $dl_p = dh - dq_{\text{тр}} + dq_n$, или $l_p = h_2 - h_1 - q_{\text{тр}} + q_n$. Закон сохранения энергии потока в компрессоре можно представить в виде

$$l_i = h_2 - h_1 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + q_n, \quad (1.33)$$

и, вычитая (1.33) из (1.32) получаем

$$l_i = l_p + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + q_{\text{тр}}. \quad (1.34)$$

Таким образом сообщенная энергия расходуется на сжатие и вытеснение газа (то есть на выполнение располагаемой работы), изменение кинетической энергии потока и преодоление сил трения. Общая схема преобразования энергии представлена на рис. 1.6.

Так как часть энергии, сообщаемой газу, переходит в кинетическую, для оценки процесса сжатия используют полные энтальпию h^* , температуру T^* и давление p^* , которые будет иметь газ при полном преобразовании кинетической энергии в тепловую. Иногда эти величины называют параметрами торможения.



Рис. 1.6. Преобразование энергии при сжатии

Полные энтальпия и температура рассчитываются по следующим выражениям:

$$h^* = c_p T + \frac{v^2}{2}; \quad (1.35)$$

$$T^* = \frac{h^*}{c_p} = T + \frac{v^2}{2c_p}. \quad (1.36)$$

Так как переход кинетической энергии в тепловую – адиабатный процесс, то полное давление

$$p^* = p \left(\frac{T^*}{T} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (1.37)$$

Очевидно, что при незначительных скоростях газа (что имеет место в объемных машинах) изменением кинетической составляющей можно пренебречь, тогда параметры торможения равны абсолютным значениям соответствующих величин, поэтому применять их нет смысла.

Из уравнения сохранения энергии (1.32) и выражения для полной энтальпии можно получить располагаемую работу адиабатного процесса

$$l_a = (h_2^* - h_1^*) \eta_{пот}, \quad (1.38)$$

где h_2^* , h_1^* – полные энтальпии газа в начале и конце сжатия (для поршневых компрессоров они равны обычной энтальпии); $\eta_{пот}$ – коэффициент, характеризующий потери тепла в окружающую среду. Он равен 0,97 для небольших центробежных компрессоров, 0,98 – для крупных центробежных компрессоров и 0,98 ... 0,99 – для осевых компрессоров.

1.4. КПД и мощность компрессора

При сжатии газов изменяется их энергия. Полезная работа, передаваемая газу, переходит в работу сжатия и затем частично возвращается при расширении газа. Поэтому совершенство компрессоров нельзя оценивать по аналогии с насосами или энергетическими установками. Так КПД насосов и вентиляторов

$$\eta = \frac{p \rho M}{N} \quad (1.39)$$

не учитывает термодинамику изменение теплоты газа при сжатии, а энергетический КПД

$$\eta = \frac{\Delta h_r}{\Delta h_r + q_n}, \quad (1.40)$$

где Δh_r – изменение энтальпии газа; q_n – потери тепла, не учитывает работу, затрачиваемую на сжатие.

Для оценки эффективности внутренней работы компрессоров применяется отношение затрат энергии в действительном и эталонном процессах. Для сжатия с интенсивным охлаждением (обычно это бывает в объемных компрессорах), когда $n < k$, эталонным является изотермический процесс. Для таких процессов используется изотермический КПД:

$$\eta_{из} = \frac{l_{из}}{l_i}, \quad (1.41)$$

где $l_{из}$ – располагаемая работа изотермического процесса; l_i – сообщаемая газу энергия при условии отсутствия потерь в окружающую среду, то есть располагаемая работа адиабатного процесса: $l_i = c_p(T_2 - T_1)$. Так как в объемных компрессорах кинетическая энергия у газа отсутствует, то

$$\eta_{из} = \frac{RT_1 \ln \varepsilon}{c_p(T_2 - T_1)}. \quad (1.42)$$

Для компрессоров без охлаждения (обычно это динамические машины), где $n > k$, эталонным процессом может служить как изотермический, так и адиабатный. Адиабатный КПД имеет вид

$$\eta_{ад} = \frac{l_{ад}^*}{l_i}, \quad (1.43)$$

где $l_{ад}^*$ – располагаемая работа при адиабатном процессе, рассчитываемая с использованием параметров торможения:

$$\eta_{\text{ад}} = \frac{\frac{k}{k-1} R T_1^* \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{c_p (T_2^* - T_1^*)} = \frac{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\left(\frac{T_2^*}{T_1^*} \right) - 1} \eta_{\text{пот.}} \quad (1.44)$$

Для оценки работы неохлаждаемых (динамических) компрессоров может использоваться политропный КПД $\eta_{\text{п}}$, рассчитываемый через располагаемую работу политропного сжатия и характеризующий внутренние потери энергии в компрессоре.

Также в компрессоре существуют механические потери (механический КПД $\eta_{\text{м}} \approx 0,93 \dots 0,98$). Мощность N , подводимая к компрессору, определяется следующим образом:

– через адиабатный или политропный КПД (для динамических компрессоров):

$$\boxed{N = \frac{M l_{\text{ад}}}{\eta_{\text{ад}} \eta_{\text{м}}}}; \quad \boxed{N = \frac{M l_{\text{п}}}{\eta_{\text{п}} \eta_{\text{м}}}} \quad (1.45)$$

– через изотермический КПД (для объемных и динамических компрессоров):

$$\boxed{N = \frac{M l_{\text{из}}}{\eta_{\text{из}} \eta_{\text{м}}}} \quad (1.46)$$

где M – массовая подача компрессоров.

1.5. ОХЛАЖДЕНИЕ ГАЗА В КОМПРЕССОРЕ

Если при сжатии газ охлаждается, то уменьшается работа сжатия, так как процесс приближается к изотермическому. Кроме того, охлаждение газа во время или после сжатия необходимо производить из-за высокой температуры газа, которая приводит к увеличению его объема, а значит и к увеличению трения в компрессоре и газопроводе. В поршневых компрессорах температуру газа надо снижать еще и для предотвращения возгорания смазочного масла.

В компрессорах применяют способы охлаждения, представленные на рис. 1.7.

1. *Внутреннее охлаждение* – охлаждение водой или воздухом стенок компрессора. Конструктивно выполняется в виде охлаждающей рубашки на корпусе компрессора или в виде специальных полостей в корпусе.

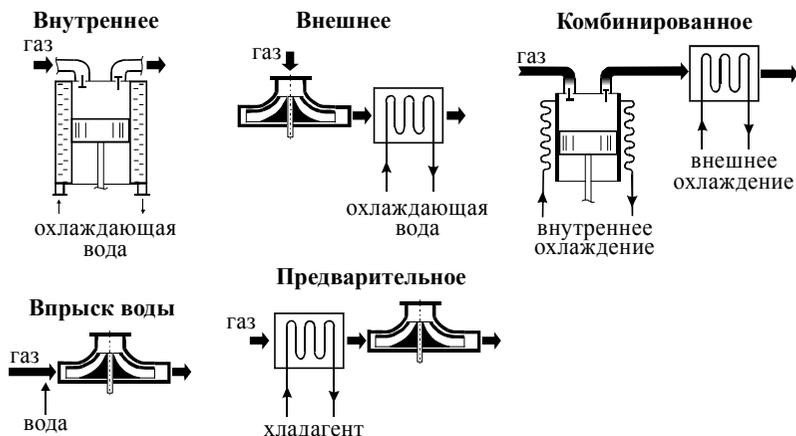


Рис. 1.7. Схемы охлаждения компрессоров

При внутреннем охлаждении показатель политропы n становится ниже показателя адиабаты k . Обычно оно используется для объемных машин, в которых скорость газа невысокая и достаточно времени для передачи тепла. В динамических компрессорах внутреннее охлаждение не применяется из-за сложности конструкции при охлаждении вращающегося рабочего колеса, очень низкой эффективности при охлаждении корпуса, ухудшения аэродинамических характеристик компрессора вследствие конструктивных изменений, необходимых для интенсификации теплопередачи, а также из-за конденсации влаги из воздуха при его охлаждении.

2. *Внешнее охлаждение* – осуществляется в специальных холодильниках после компрессора или его ступени. При внешнем охлаждении температура газа снижается практически до первоначальной. Кроме того, конденсируемая влага может быть легко удалена из холодильника. Применяется для динамических компрессоров.

3. *Комбинированное охлаждение* – сочетает внешнее и внутреннее охлаждение, обычно используется для объемных компрессоров.

4. *Предварительное охлаждение* осуществляется в холодильниках, расположенных перед компрессором. Применяется при возможности значительного снижения температуры газа. Иногда оно необходимо по эксплуатационным причинам, например при сжатии горячих газов или при сжатии природного газа для транспортировки в газопроводах, проложенных в районах вечной мерзлоты. Способ более сложен, чем внешнее охлаждение, так как требует наличия холодильной установки.

5. Охлаждение путем впрыска жидкости в сжимаемый газ перед компрессором, при испарении которой снижается температура газа. Введение воды в объеме 1% от массы сжимаемого воздуха снижает его температуру на 25°C. Способ приводит к увлажнению газа, что является его главным недостатком. Также газ не может охладиться ниже температуры испарения жидкости.

По способу охлаждения компрессоры выполняются с водяным и воздушным охлаждением. Государственный стандарт требует изготовления компрессоров с водяным охлаждением, но маломощные и передвижные компрессоры изготавливаются и с воздушным охлаждением.

Применение охлаждения усложняет конструкцию компрессоров и требует дополнительных затрат на перекачку охлаждающей воды. Экономически целесообразно применять охлаждение при степени сжатия $\epsilon > 3$ для стационарных компрессоров и $\epsilon > 5$ для передвижных.

1.6. МНОГУСТУПЕНЧАТОЕ СЖАТИЕ

Рассмотрим адиабатный процесс сжатия, протекающий в одноступенчатом компрессоре (рис. 1.8, линия $1-2$) и в двухступенчатом компрессоре с промежуточным охлаждением (линия $1-c-d-2'$).

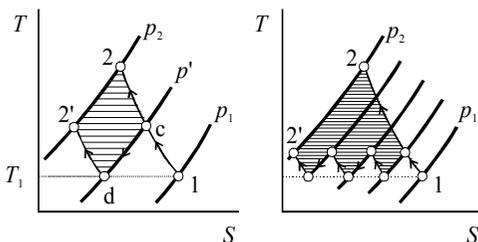


Рис. 1.8. Многоступенчатое сжатие

Очевидно, что во втором случае на сжатие затрачивается меньше энергии, экономия равна площади $c-d-2'-2$. Чем больше ступеней, тем линия процесса ближе к изотерме и тем меньше расход энергии на сжатие (рис. 1.8). Поэтому высокой эффективностью обладают многоступенчатые компрессоры с внешним охлаждением (рис. 1.9).

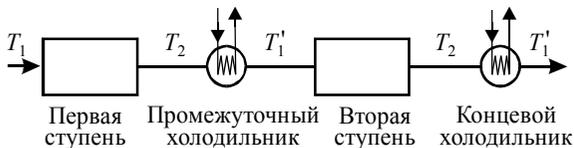


Рис. 1.9. Схема многоступенчатого компрессора

Количество ступеней сжатия m зависит от возможной степени сжатия в одной ступени ϵ_i . Для поршневых компрессоров $\epsilon_i \leq 7$, для центробежных – $\epsilon_i \approx 1,4$, для осевых – $\epsilon_i \approx 1,1 \dots 1,3$.

Так как во внешних холодильниках газ охлаждается практически до первоначальной температуры, то процессы во всех ступенях компрессора можно считать аналогичными. Поэтому степень повышения давления ϵ в компрессоре с m ступенями

$$\epsilon = \epsilon_1 \epsilon_2 \epsilon_3 \dots \epsilon_m \approx \epsilon_i^m. \quad (1.47)$$

Отсюда повышение давления в ступени:

$$\epsilon_i \approx \sqrt[m]{\epsilon}, \quad (1.48)$$

а количество ступеней m при известных общей степени повышения давления ϵ и степени повышения в одной ступени ϵ_i

$$m = \frac{\ln \epsilon}{\ln \epsilon_i}. \quad (1.49)$$

Недостатком многоступенчатых компрессоров является сложность конструкции и потери давления в коммуникациях.

На рис. 1.10 приводится сравнение работы сжатия при разном количестве ступеней сжатия. Так, в поршневом компрессоре использование трех ступеней сжатия вместо одной позволяет экономить около 10% электроэнергии.

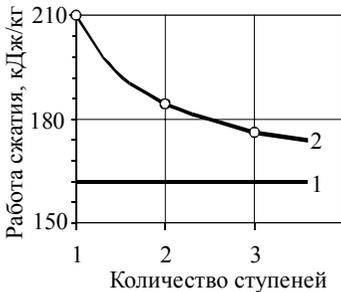


Рис. 1.10. Работа при многоступенчатом сжатии воздуха ($\epsilon = 9$)

1.7. РАСЧЕТ РАСХОДА ВОДЫ НА ОХЛАЖДЕНИЕ

Расход воды на охлаждение графически рассчитывается по $T - S$ -диаграмме. Рассмотрим процесс сжатия с охлаждением рабочих полостей и конечным холодильником, то есть внутренним и внешним охлаждением.

дением (рис. 1.11). В этом случае часть тепла q_c отводится от корпуса компрессора, часть тепла q_x – в холодильнике, а общее количество отводимой теплоты $q = q_x + q_c$.

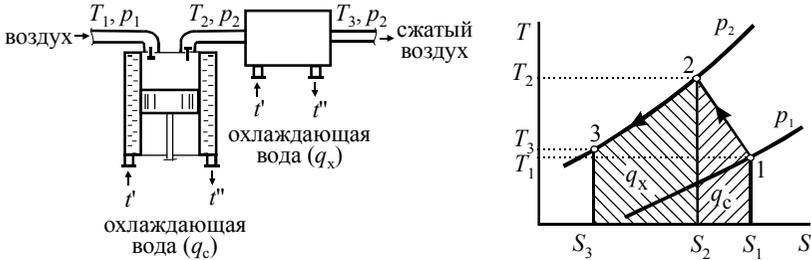


Рис. 1.11. Охлаждение газа в компрессоре

Количество отводимого тепла должно соответствовать увеличению теплоты газа, происходящем при сжатии. Поэтому в $T - S$ -диаграмме оно равно площади криволинейной трапеции, ограничиваемой сверху линией процесса.

Процесс 1–2 (политропное сжатие в компрессоре до давления p_2)

$$q_c = \int_1^2 T dS \approx \frac{T_1 + T_2}{2} (S_2 - S_1). \quad (1.50)$$

Процесс 2–3 (изобарное охлаждение до температуры, принимаемой равной начальной температуре T_1):

$$q_x = \int_2^3 T dS. \quad (1.51)$$

Графическое определение количества тепла не всегда удобно и обладает невысокой точностью.

Расчетным путем увеличение энтальпии Q определяется по изменению теплоемкости c :

$$q = \int c dT, \text{ Дж/кг}. \quad (1.52)$$

При условии $c = \text{const}$ получаем

$$q_c = - \int_1^2 c dT = c (T_2 - T_1) \quad (1.53)$$

или с учетом $n = (c - c_p) / (c - c_v)$ и $k = c_p / c_v$

$$q_c = \frac{k-n}{n-1} c_v (T_2 - T_1) = \frac{1-n/k}{n-1} c_p (T_2 - T_1). \quad (1.54)$$

Так как линия 2-3 – изобара, то

$$q_x = - \int_2^3 c dT = c_p (T_2 - T_3). \quad (1.55)$$

Для адиабатического сжатия, характерного для осевых компрессоров, количество теплоты, которое нужно отобрать у газа, согласно первому закону термодинамики, равно располагаемой работе l_a .

Температура сжимаемого газа T_1 на входе в компрессор обычно равна температуре окружающей среды, на входе во вторую и последующую ступени – температуре газа T_3 после холодильника предыдущей ступени.

Температура газа после сжатия определяется по уравнению сжатия

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{\frac{n-1}{n}}. \quad (1.56)$$

Температура газа после холодильника в среднем на 5°C выше температуры t'' теплоносителя после холодильника. Таким образом, при водяном охлаждении температура T_3 на 25°C выше температуры окружающего воздуха, так как температура воды после градирни или брызгательного бассейна, используемого для охлаждения оборотной воды, в среднем на 10°C выше температуры окружающей среды, а в холодильнике вода в среднем нагревается на 10°C .

Показатель политропы n равен $1,2 \dots 1,25$ для поршневых и $1,5 \dots 1,62$ для центробежных компрессоров. Для воздуха изохорная c_v и изобарная c_p теплоемкости принимаются как среднее между их значениями в начальной и конечной точках.

Расход воды G_b определяется по уравнению

$$G_b = \frac{Q}{c_b \Delta t}, \quad (1.57)$$

где c_b – теплоемкость воды; $\Delta t = t'' - t'$ – разность температур воды до и после охлаждения. Обычно для всех компрессоров $\Delta t = 10 \dots 15^\circ\text{C}$.

Получаемая размерность расхода G_b – кг воды/кг воздуха, поэтому это значение обычно переводят в удельный расход $G_{уд}$, отнесенный к

1 м³ получаемого воздуха и в секундный или часовой расход Q_n , необходимый для выбора насоса:

$$G_{уд} = \frac{\rho_1}{\rho_в} G_в, \frac{M^3}{M^3}; \quad Q_n = \frac{G_в}{\rho_в} M = G_{уд} Q, \frac{M^3}{c}, \quad (1.58)$$

где ρ_1 – плотность газа на входе в компрессор; $\rho_в$ – плотность воды; M и Q – массовая и объемная подача компрессора.

Расход воды на охлаждение компрессора есть сумма расходов по всем охлаждающим контурам (охлаждающим рубашкам и холодильникам для поршневых компрессоров и холодильникам для динамических компрессоров). Он составляет 4,5...5 л/м³ для компрессоров малой производительности и 3,5...4,5 л/м³ – большой производительности.

2. ОБЪЕМНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

2.1. КОНСТРУКЦИИ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Основными элементами поршневого компрессора являются рабочий цилиндр, поршень, всасывающий и нагнетательный клапаны. Главное отличие компрессоров от поршневых насосов – отсутствие клапанной коробки, так как наличие пространства, остающегося при крайнем положении поршня (называемого «мертвым пространством») снижает эффективность работы компрессора. В компрессоре клапаны вделаны в дно рабочего цилиндра или его стенки. При работе компрессора из-за движения массивного поршня на его конструкцию действуют значительные нагрузки и колебания. Поэтому для поршневых компрессоров необходимы массивные фундаменты.

Четкую классификацию поршневых компрессоров произвести нельзя. Конструктивно компрессоры можно разделить на две большие группы – со ступенями сжатия в отдельных цилиндрах и с несколькими ступенями сжатия в одном цилиндре.

1. Компрессоры со ступенями сжатия в отдельных цилиндрах разделяются по количеству и расположению цилиндров. Разное расположение цилиндров применяют для взаимного гашения колебаний, возникающих при движении поршня. По расположению цилиндров компрессоры разделяются на следующие группы (рис. 2.1):

– горизонтальные односторонние, из-за горизонтальных колебаний обычно тихоходные и требуют больших фундаментов, но просты в обслуживании и надежны в работе (обозначение воздушных горизонтальных компрессоров «ВГ»);

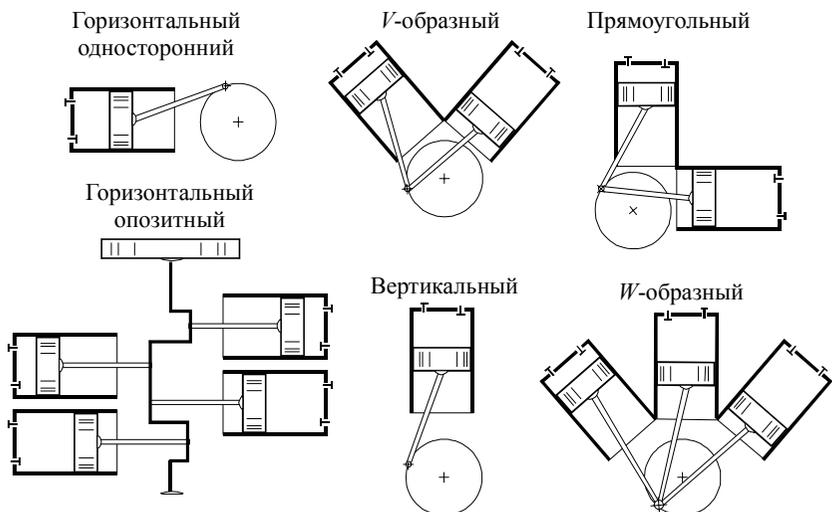


Рис. 2.1. Расположение поршней в компрессорах

– горизонтальные опозитные (обозначение «ВМ») со встречными движением поршней, легко балансируются и допускают большие частоты вращения, надежны в эксплуатации, но для их установки требуется большая площадь;

– вертикальные (рис. 2.2), занимают небольшую площадь, а так как нагрузки в компрессоре вертикальные, для них необходим небольшой фундамент, но большая высота помещения; вследствие высокооборотности они недолговечны в работе (обозначение «В» и «ВВ»);

– *V*-образные (обозначение «ВУ»);

– *W*-образные (обозначение «ВШ»);

– прямоугольные (рис. 2.3, обозначение «ВП»);

Прямоугольные и *V*, *W*-образные компрессоры трудно балансируются, а значит тихоходны, требуют больших фундаментов, но их конструкция более компактна, чем опозитных.

II. Компрессоры с несколькими ступенями сжатия в одном цилиндре (рис. 2.4). В этих цилиндрах среда последовательно проходит через разные участки цилиндров, причём из-за сжатия объём каждой следующей ступени меньше, чем у предыдущей. Их разделяют на следующие виды

– двухступенчатые с поршнем двухстороннего действия, преимуществом схемы является уменьшение осевых усилий и неравномерности нагрузки;

– двухступенчатые с поршнем одностороннего действия, характеризующиеся малой металлоемкостью.

Недостаток обеих схем компрессоров состоит в том, что холодильник должен выполнять роль ресивера (баллона для накопления газа), то есть должен иметь повышенную прочность, а значит, и металлоемкость.

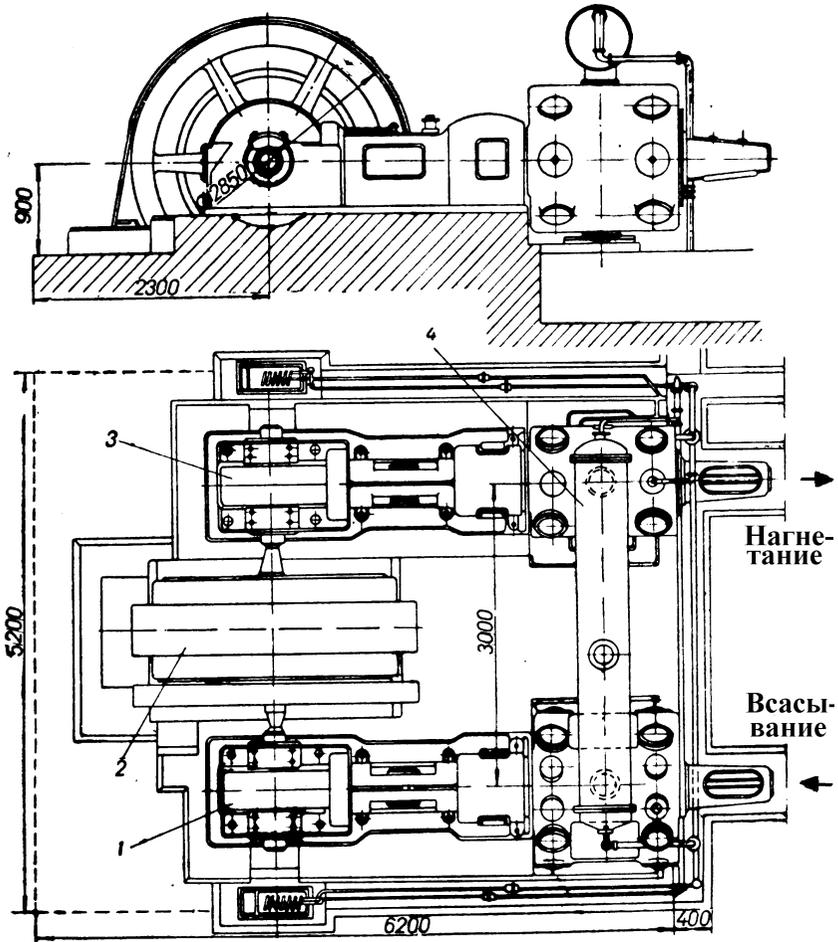


Рис. 2.2. Компрессор типа 55В:

- 1 – рабочий цилиндр первой ступени; 2 – электропривод;
3 – рабочий цилиндр второй ступени; 4 – промежуточный холодильник

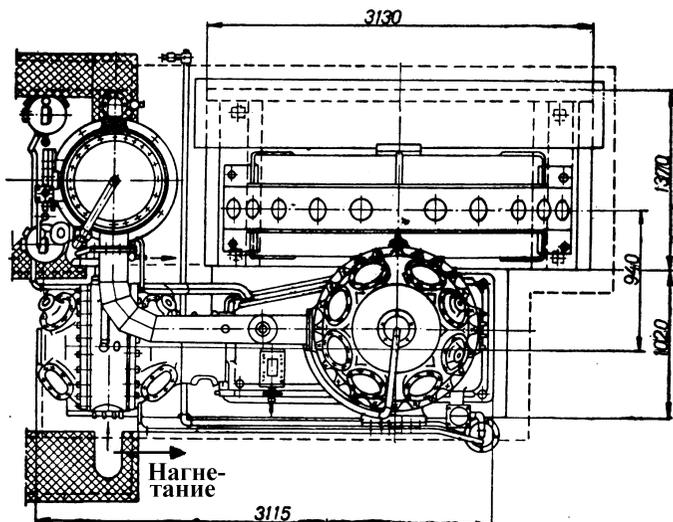
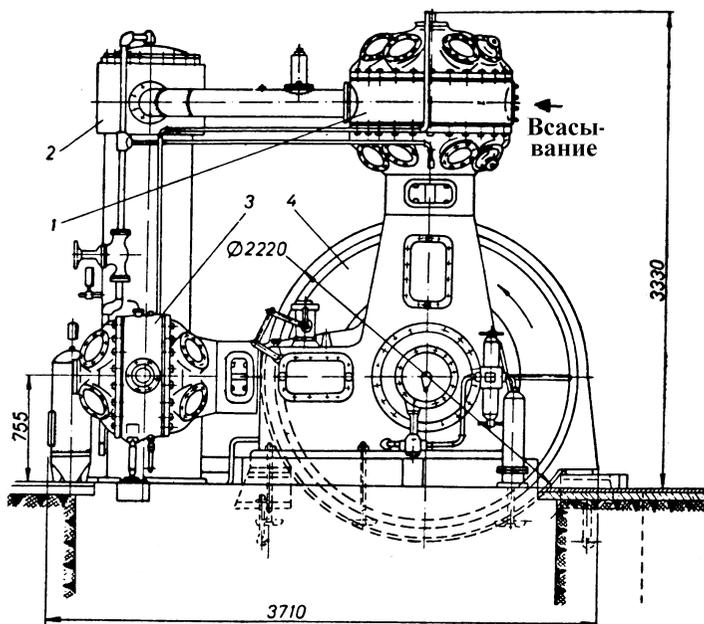


Рис. 2.3. Компрессор ВП 50/80:

1 – рабочий цилиндр первой ступени; *2* – рабочий цилиндр второй ступени; *3* – промежуточный холодильник; *4* – электропривод

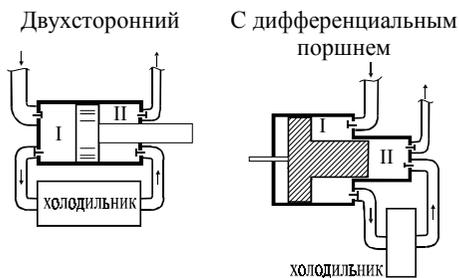


Рис. 2.4. Схемы компрессоров со ступенями сжатия в одном цилиндре

По соединению поршня со штоком различают безкрейцкопфные и крейцкопфные компрессоры (рис. 2.5). В безкрейцкопфных машинах шток непосредственно соединен с поршнем. При этом возникают высокие поперечные (по отношению к оси поршня) силы, приводящие к снижению механического КПД, утечкам газа, повышенному уносу масла и загрязнению им сжимаемого газа. Поэтому такой тип соединения применяется только в компрессорах невысокой мощности. Но его преимущество – меньшая металлоемкость и простота конструкции. Безкрейцкопфными выполняются компрессоры типов «ВВ», «ВУ», ВШ».

Крейцкопф – это деталь кривошипно-шатунного механизма, скользящая в прямолинейном направлении, жестко связанная со штоком поршня и шарнирно – с шатуном. По такой схеме выполняются многоступенчатые компрессоры, создающие высокие давления. Обычно цилиндры крейцкопфных компрессоров двухсторонние, то есть газ сжимается при движении поршня в обоих направлениях. Крейцкопфными выполняются компрессоры типов «ВП» и «ВГ».

Для привода поршневых компрессоров применяются электрические двигатели или паровые турбины. Также выпускаются компрессоры со свободно движущимися поршнями, энергия которым сообщается за счет сжигания топлива в полости, расположенной с другой стороны поршня. Наиболее экономичными являются электрические приводы. Паровые турбины используются для мощных компрессоров, для которых невозможно применить электродвигатель, или как резервный привод на случай аварии основного.

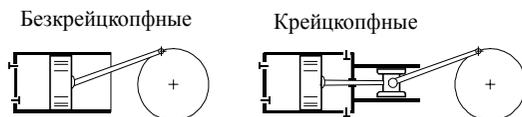


Рис. 2.5. Схемы соединения кривошипно-шатунного механизма и поршня

Характеристики наиболее распространенных поршневых прямоугольных компрессоров представлены в табл. 2.1 и 2.2.

Обозначение компрессора включает: 1) число рядов цилиндров; 2) тип; 3) усилие, прикладываемое на поршень, тонна-сила; 4) производительность, л/мин; 5) конечное давление, кгс/см².

Таблица 2.1

**Характеристики поршневых воздушных компрессоров
с давлением 0,8 МПа**

Тип	302ВП 10/8	103ВП 20/8	305ВП 30/8	2ВМ10 50/8	4ВМ10 100/8Т
Производительность*, м ³ /с (м ³ /мин)	0,167 (10)	0,33 (20)	0,5 (30)	0,87 (50)	1,67 (100)
Давление нагнетания избыточное*, МПа (степень повышения давления)	0,8 (9)	0,8 (9)	0,8 (9)	0,8 (9)	0,8 (9)
Частота, об/мин	735	500	500	500	500
Ход поршня, м	0,125	0,210	0,220	0,220	0,220
Диаметр цилиндра I и II ступеней, м	<u>0,305</u> 0,190	<u>0,400</u> 0,230	<u>0,470</u> 0,300	<u>0,620</u> 0,370	<u>0,620</u> 0,370
Расход охлаждающей воды в холодильниках, л/с:					
– промежуточных	0,33	0,67	1,0	2,1	3,9
– концовом	0,36	0,72	1,25	–	–
Мощность, кВт:					
– на валу	56	114	172	270	540
– привода	75	132	200	320	630
Габаритные размеры (длина, ширина, высота), м	1,670× ×1,330× ×1,805	2,345× ×1,620× ×2,230	2,925× ×1,700× ×3,020	3,500× ×4600× ×2860	5,000× ×4,600× ×3,030
Масса, кг	3030	5260	7480	11970	20210
Стоимость без электродвигателя, руб (на 1990 г.)	6 400	8 600	16 100	22 700	35 000
Тип электродвигателя	АВ2- -101- -843	ДСК- -12-24- -12К44	БСДК- -15-21- -12	СДК2- -17-24- -12К44	СДК2-17- -2612- -12К44

* На входе в компрессор воздух имеет давление 0,098 МПа и температуру 20°C.

**Характеристики поршневых воздушных компрессоров
с давлением свыше 0,8 МПа**

Тип	505ВП 20/18	305ВП 20/35	6М16-140/220
Производительность*, м ³ /с (м ³ /мин)	0,33 (20)	0,33 (20)	2,33 (140)
Давление нагнетания избыточное, МПа (степень повышения давления)	1,8 (19)	3,5 (36)	20 (221)
Частота, об/мин	500	500	375
Мощность на валу, кВт	200	192	1800
Габаритные размеры (длина, ширина, высота), м	2,495× ×1,880× ×2,645	2,665× ×1,880× ×2,645	14,280× ×11,350× ×5,040
Стоимость без электродвигателя, руб (на 1990 г.)	13 700	15 200	200 000
Тип электродвигателя	БСДК-15- -21-12	БСДК-15- -21-12	СДК2-19- -39-16

* На входе в компрессор воздух имеет давление 0,098 МПа и температуру 20°С.

Например, 2ВМ 4–24/9 обозначает, что компрессор горизонтальный оппозитный – с двумя рядами цилиндров. Усилие на валу – 4 тонны, производительность – 24 л/мин, конечное давление – 9 кгс/см².

2.2. ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Индикаторной диаграммой называется изменение давления в рабочем цилиндре в зависимости от положения поршня. Она изображается в координатах $p - V$ (давление – объем рабочего цилиндра). Теоретическая индикаторная диаграмма представлена на рис. 2.6. На диаграмме можно выделить следующие объемы:

V_{rc} – объем рабочего цилиндра;

V_p – рабочий объем, определяемый сечением рабочего цилиндра и ходом поршня X (расстоянием между его крайними положениями);

V_m – мертвое пространство, остающееся в рабочем цилиндре при крайнем положении поршня, что необходимо для избежания удара поршня о крышку;

$V_{\text{вс}}$, $V_{\text{нагн}}$ – объемы всасываемого и нагнетаемого воздуха (их соотношение определяется давлениями и температурами всасывания и нагнетания).

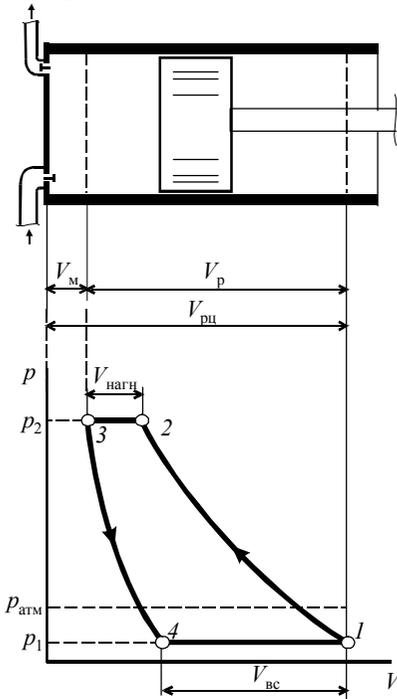


Рис. 2.6. Схема и теоретическая индикаторная диаграмма поршневого компрессора

При работе компрессора происходят следующие процессы (рис. 2.6):

1–2 – сжатие газа от объема $V_{\text{рц}}$ до момента открытия нагнетательного клапана, которое происходит по политропе при $n \approx 1,35$;

2–3 – подача газа объемом $V_{\text{наг}}$ с давлением p_2 , процесс изобарный;

3–4 – расширение газа с объемом $V_{\text{м}}$ до момента открытия всасывающего клапана, происходит по политропе при $n \approx 1,2$;

4–1 – всасывание газа объемом $V_{\text{вс}}$ при давлении p_1 .

Действительная индикаторная диаграмма (рис. 2.7) отличается от теоретической вследствие инерции клапанов, изменения показателя политропы при сжатии и расширении, изменение давления и температуры газа при всасывании и нагнетании. Она снимается при работе компрессора с помощью индикатора мощности (рис. 2.8).

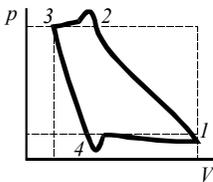


Рис. 2.7. Действительная индикаторная диаграмма поршневого компрессора

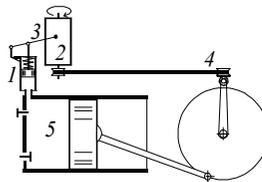


Рис. 2.8. Индикатор мощности:

1 – рабочий цилиндр, поршень и отжимающая пружина индикатора; 2 – вращающийся барабан самописца; 3 – пишущее устройство; 4 – ременная уменьшающая передача между барабаном самописца и приводом поршня; 5 – рабочий цилиндр насоса

В компрессорах в начале процесса сжатия температура газа ниже температуры стенок и тепло отдается от газа к стенкам. Таким образом, показатель политропы сжатия n меньше показателя адиабаты k . При сжатии температура газа повышается и в конце становится выше температуры стенок (то есть n становится больше k). При расширении происходит обратный процесс. Но в расчетах компрессоров принимается, что показатель политропы постоянен. Для этого используют эквивалентные политропы, начало и конец которых совпадают с действительным процессом. В среднем для воздуха показатель эквивалентной политропы сжатия в поршневом цилиндре равен 1,2...1,25. При увеличении степени повышения давления ϵ он растет, приближаясь к показателю адиабаты (рис. 2.9).

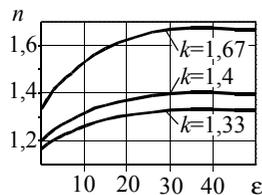


Рис. 2.9. Показатель политропы сжатия n поршневого компрессора

2.3. ПОДАЧА ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Подача поршневого компрессора меньше объема рабочего цилиндра, так как часть хода поршня используется для сжатия газа до давления нагнетания или его расширения до давления всасывания. На подачу компрессора влияют величина мертвого пространства и степень повышения давления.

Величина мертвого пространства характеризуется его относительным объемом a :

$$a = \frac{V_M}{V_p}. \quad (2.1)$$

Относительный объем мертвого пространства находится в следующих пределах:

- для одноступенчатых компрессоров $a = 0,03 \dots 0,06$;
- для многоступенчатых компрессоров:
- ступени низкого давления $a = 0,06 \dots 0,12$;
- ступени высокого давления $a = 0,12 \dots 0,18$;
- при применении комбинированных клапанов $a = 0,05 \dots 0,08$.

Отношение объема всасывания $V_{вс}$ к рабочему объему V_p называется объемным коэффициентом λ_o :

$$\lambda_o = V_{вс} / V_p. \quad (2.2)$$

Величины a и λ_0 взаимосвязаны. Процесс расширения газа 3–4 (см. рис. 2.6) до момента открытия всасывающего клапана происходит по политропе, поэтому между объемами воздуха V_3 в начале цикла нагнетания (точка 3) и объемом V_4 в момент открытия всасывающего клапана (точка 4) существует связь, выражаемая уравнением $p_2 V_3^n = p_1 V_4^n$. Объем воздуха V_3 равен объему мертвого пространства, и его можно определить через объем рабочего цилиндра V_p и величину мертвого пространства a . Таким образом,

$$V_4 = V_3 \varepsilon^{1/n} = a V_p \varepsilon^{1/n}. \quad (2.3)$$

Из рис. 2.6 видно, что $V_{\text{вс}} = V_m + V_p - V_4$, поэтому

$$\lambda_0 = \frac{V_p + V_m + V_4}{V_p} = \frac{V_p + aV_p - a \varepsilon^{1/n} V_p}{V_p}, \quad \text{или} \quad (2.4)$$

$$\boxed{\lambda_0 = 1 - a (\varepsilon^{1/n} - 1)}. \quad (2.5)$$

Объемный коэффициент λ_0 уменьшается при увеличении относительного объема мертвого пространства и повышении степени сжатия ε .

Коэффициент λ_0 определяет теоретический объем всасываемого воздуха $V_1 = \lambda_0 V_p$, то есть подачу компрессора. Действительный всасываемый объем будет меньше из-за нагрева газа при всасывании от корпуса компрессора и утечек воздуха. Эти потери учитываются термическим коэффициентом λ_t и коэффициентом герметичности λ_r . Реальный объем всасываемого воздуха определяется коэффициентом подачи λ :

$$\lambda = \lambda_0 \lambda_t \lambda_r. \quad (2.6)$$

Обычно $\lambda_0 = 0,7 \dots 0,9$; $\lambda_t = 0,9 \dots 0,95$; $\lambda_r = 0,95 \dots 0,98$. Температурный коэффициент может быть определен по выражению $\lambda_t = 1,01 - 0,022\varepsilon_i$, где ε_i – степень повышения давления в одной ступени.

Подача поршневого компрессора Q имеет вид

$$\boxed{Q = \lambda V_p n_{\text{пр}} = \lambda \frac{\pi D^2}{4} X n_{\text{пр}}}, \quad (2.7)$$

где X – ход поршня; D – диаметр поршня; $n_{\text{пр}}$ – частота насоса (количество циклов всасывания и нагнетания в единицу времени).

2.4. МОЩНОСТЬ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Индикаторную (внутреннюю) работу l_i и индикаторную (внутреннюю) мощность N_i , передаваемую газу в компрессоре, можно определить из индикаторной диаграммы (рис. 2.10) по площади 1–2–3–4:

$$l_i = S_{1234}, \quad \text{Дж/кг}; \quad (2.8)$$

$$N_i = M \cdot l_i, \quad \text{Вт}. \quad (2.9)$$

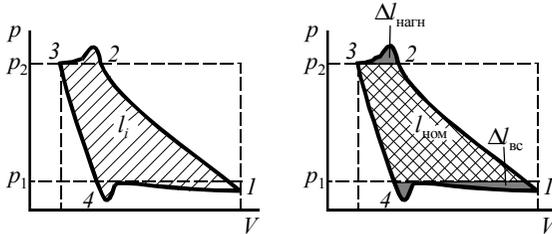


Рис. 2.10. Определение работы по индикаторной диаграмме

При приближенных расчетах влиянием мертвого объема (линия 3–4) можно пренебречь и считать затрачиваемую работу равной располагаемой работе l_{1-2} процесса 1–2:

$$l_i \approx l_{1-2} = p_1 V_1 \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (2.10)$$

где, согласно рис. 2.6, $V_1 = V_{\text{рц}} = V_p + V_m = (1 + a)V_p$.

В действительности часть работы l_{3-4} возвращается при расширении газа ($l_{3-4} < 0$), энергия так же тратится на преодоление сопротивлений при всасывании $\Delta l_{\text{вс}}$ и нагнетании $\Delta l_{\text{нагн}}$:

$$l_i = l_{1-2} + l_{3-4} + \Delta l_{\text{вс}} + \Delta l_{\text{нагн}}. \quad (2.11)$$

Работа, затрачиваемая на сжатие и расширение газа, называется номинальной индикаторной работой:

$$l_{\text{ном}} = l_{1-2} + l_{3-4} = \int_1^2 V dp + \int_3^4 V dp. \quad (2.12)$$

Так как $l_{3-4} = -l_{4-3}$, то $l_{\text{ном}} = l_{1-2} - l_{4-3}$.

Согласно уравнению политропы

$$l_{1-2} = p_1 V_1 \frac{n}{n-1} \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right); \quad l_{4-3} = p_1 V_4 \frac{n'}{n'-1} \left(\varepsilon^{\frac{n'-1}{n'}} - 1 \right) \quad (2.13)$$

где n и n' – показатели политропы процессов сжатия и расширения.

При сжатии газ нагревается, а при расширении охлаждается. Температуру стенок компрессора можно принять постоянной и равной средней температуре газа. Таким образом, в начале процесса сжатия (точка 1) и в конце расширения (точка 4) температура газа ниже температуры стенок цилиндра, тепло отдается от стенок газу, и показатель политропы меньше показателя адиабаты ($n < k$). В конце сжатия (точка 2) и в начале расширения (точка 3) температура газа выше температуры стенок, и показатель политропы больше показателя адиабаты ($n > k$). В среднем можно принять, что $n \approx n' \approx k$, и тогда

$$l_{\text{ном}} = (V_1 - V_4) p_1 \frac{k}{k-1} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (2.14)$$

Так как согласно рис. 2.6

$$V_1 - V_4 = V_{\text{вс}}, \quad (2.15)$$

то

$$l_{\text{ном}} = \frac{k}{k-1} V_{\text{вс}} p_1 \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \frac{k}{k-1} R T_1 \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (2.16)$$

при этом для адиабатного процесса

$$\lambda_0 = 1 - a \left(\varepsilon^{1/k} - 1 \right). \quad (2.17)$$

Погрешность определения $l_{\text{ном}}$ при этом вызвана тем, что давление в начале всасывания и нагнетания отличается от p_1 и p_2 . Но отклонение не будет превышать 3 ... 4%.

Потери энергии при всасывании и нагнетании определяются объемом газа V и сопротивлением тракта Δp , которое можно выразить в виде доли δ от давления газа:

$$\Delta I_{\text{вс}} = \Delta p_{\text{вс}} V_{\text{вс}} = \delta_{\text{вс}} p_1 V_{\text{вс}}; \quad (2.18)$$

$$\Delta I_{\text{нагн}} = \Delta p_{\text{нагн}} V_{\text{нагн}} = \delta_{\text{нагн}} p_2 V_{\text{нагн}}. \quad (2.19)$$

По результатам испытаний компрессоров получены формулы для расчета коэффициентов δ

$$\delta_{\text{вс}} = 0,108 \frac{\rho_0 v_{\text{п}}^2}{p_1^{0,3}}, \quad \delta_{\text{нагн}} = 0,0457 \frac{\rho_0 v_{\text{п}}^2}{p_2^{0,3}}, \quad (2.20)$$

или для новых компрессоров повышенной экономичности

$$\delta_{\text{вс}} = 0,021 \frac{\rho_0 v_{\text{п}}^2}{p_1^{0,25}}, \quad \delta_{\text{нагн}} = 0,009 \frac{\rho_0 v_{\text{п}}^2}{p_2^{0,25}}, \quad (2.21)$$

где $v_{\text{п}}$ – средняя скорость поршня, м/с; ρ_0 – плотность газа при нормальных условиях; p_1 и p_2 – давление в рабочем цилиндре при всасывании и нагнетании, Па. В качестве давлений p_1 и p_2 могут быть приняты давления на входе в ступень компрессора и на выходе из нее. Обычно $\delta_{\text{вс}} \leq 0,05$, $\delta_{\text{нагн}} \leq 0,1$.

Давление p_2 и объем $V_{\text{наг}}$ нагнетаемого воздуха можно определить по уравнению адиабаты, в результате получаем

$$\Delta l_{\text{вс}} + \Delta l_{\text{нагн}} = V_{\text{вс}} p_1 \left(\delta_{\text{вс}} + \delta_{\text{нагн}} \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} \right) = RT_1 \left(\delta_{\text{вс}} + \delta_{\text{нагн}} \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} \right). \quad (2.22)$$

С учетом всех составляющих внутреннюю работу l_i и мощность N_i компрессора можно определить следующим образом:

$$l_i = RT_1 \left[\frac{k}{k-1} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + \delta_{\text{вс}} + \delta_{\text{нагн}} \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad N_i = l_i M, \quad (2.23)$$

где M – массовая подача.

Мощность на валу компрессора N учитывает механические потери:

$$N = \frac{N_i}{\eta_{\text{м}}}, \quad (2.24)$$

где $\eta_{\text{м}}$ – механический КПД. Он для оппозитных компрессоров равен 0,92...0,96; для вертикальных – 0,90...0,95; для малых компрессоров и при большой степени сжатия – 0,80...0,85; для паровых прямодействующих компрессоров – 0,85 ... 0,95.

Мощность там же может быть определена по изотермической расходуемой работе сжатия $l_{\text{из}}$ и изотермическому КПД $\eta_{\text{из}}$:

$$N = \frac{M l_{из}}{\eta_{из} \eta_M} \quad (2.25)$$

Отсюда эталонная работа в компрессоре

$$l_{из} = \eta_{из} l_i \quad (2.26)$$

Для поршневых компрессоров изотермический КПД $\eta_{из} = 0,75 \dots 0,85$.

При выборе электропривода компрессора КПД для передачи, электродвигателя и запас мощности электродвигателя принимается по методике, общей с насосами, которая изложена в работе [1].

2.5. МНОГУСТУПЕНЧАТЫЕ ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ И ДОПУСТИМАЯ СТЕПЕНЬ СЖАТИЯ

Схема двухступенчатого поршневого компрессора со сжатием в отдельных цилиндрах приведена на рис. 2.11. Сравнение работы сжатия при разном числе ступеней показано на рис. 2.12.

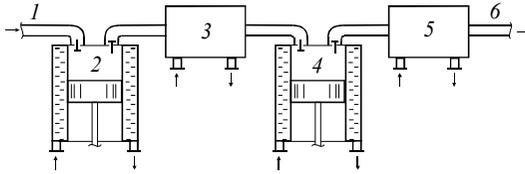


Рис. 2.11. Двухступенчатый поршневой компрессор:

1 – всасывающий трубопровод; 2 – рабочий цилиндр первой ступени; 3 – промежуточный холодильник; 4 – рабочий цилиндр второй ступени; 5 – конечный холодильник; 6 – нагнетательный трубопровод

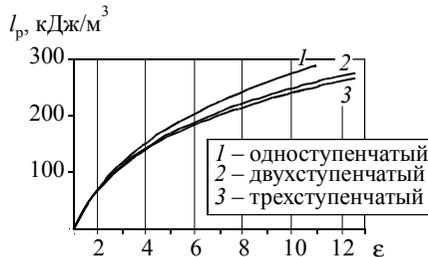


Рис. 2.12. Располагаемая работа сжатия в поршневых компрессорах

Допустимая степень повышения давления в одной ступени зависит от двух факторов.

1. Теоретическая максимально возможная степень сжатия достигается при перекрытом нагнетательном трубопроводе (то есть когда газ не удаляется из рабочего цилиндра, а периодически сжимается и расширяется). Очевидно, что тогда $V_{вс} = 0$ и $\lambda_0 = 0$. Если $\lambda_0 = 1 - a (\epsilon^{1/n} - 1)$, то при $\lambda_0 = 0$ имеем

$$\epsilon_{\max} = \left(\frac{a + 1}{a} \right)^n \quad (2.27)$$

В многоступенчатых компрессорах относительный объем мертвого пространства $a \approx 0,2$. Поэтому в изотермическом процессе

$$\epsilon_{\max} = \frac{0,20 + 1}{0,20} = 6; \quad (2.28)$$

в адиабатном процессе

$$\epsilon_{\max} = \left(\frac{0,20 + 1}{0,20} \right)^{1,4} = 12. \quad (2.29)$$

Максимальная степень повышения давления ϵ_{\max} для процессов с различным показателем политропы n и относительным объемом мертвого пространства a представлена на рис. 2.13.

2. Степень сжатия также ограничивается температурой вспышки смазочного масла. В цилиндрах компрессоров применяется смазка, температура вспышки которой 220 – 260°C. При начальной температуре воздуха 0°C эти температуры получаются при степени сжатия $\epsilon = 8$. Поэтому степень повышения давления в одной ступени $\epsilon_i \leq 7$ (рис. 2.14).

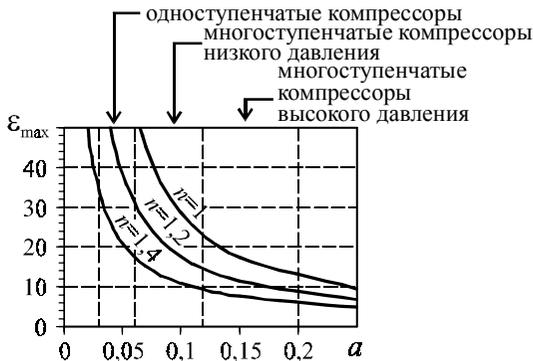


Рис. 2.13. Максимальная степень повышения давления в компрессоре в зависимости от объема мертвого пространства

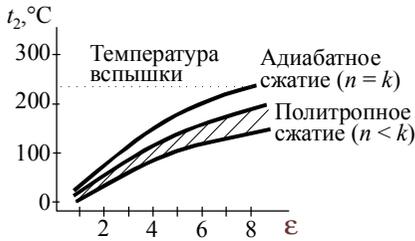


Рис. 2.14. Температура газа после сжатия

Мощность многоступенчатого компрессора складывается из мощностей ступеней. Если степень повышения давления в каждой ступени одинакова, а число ступеней m , то

$$N = \frac{N_{\text{из}}}{\eta_{\text{из}}\eta_{\text{м}}} = \frac{p_1 Q_1}{\eta_{\text{из}}\eta_{\text{м}}} m \ln \epsilon. \quad (2.30)$$

К достоинствам многоступенчатых компрессоров можно отнести: 1) получение высоких давлений; 2) меньше расход энергии на сжатие; 3) более высокий объемный КПД; 4) низкие температуры сжатого воздуха.

У многоступенчатых компрессоров есть и недостатки: 1) высокая металлоемкость и конструктивная сложность; 2) потери давления в коммуникациях.

2.6. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Подача компрессоров определяется выражением

$$Q = [1 - a (\epsilon^{1/n} - 1)] \lambda_{\text{т}} \lambda_{\text{р}} V_{\text{р}} \eta_{\text{п}}. \quad (2.31)$$

Поэтому характеристика компрессора зависит от степени сжатия и строится путем расчета подачи Q при разной степени повышения давления ϵ (рис. 2.15).

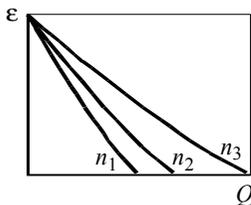


Рис. 2.15. Характеристика поршневого компрессора при разных частотах вращения

В отличие от насосов, регулирование которых заключается только в обеспечении заданной подачи среды, для компрессоров различают две задачи регулирования:

- поддержание заданного давления;
- поддержание заданного расхода.

В большинстве случаев задачей регулирования компрессоров систем воздухообеспечения является поддержание постоянного давления у потребителей. Так как при увеличении потребления воздуха давление в сети падает, а при уменьшении – увеличивается, то задача регулирования заключается в поддержании заданного давления на выходе компрессора путем изменения подачи (в этом случае производительность компрессора будет равна количеству потребляемого воздуха).

При технологическом потреблении воздуха (например, дутье в печь) необходимо поддерживать постоянную заданную подачу. Это осуществляется изменением давления на выходе после компрессоров.

Способы регулирования поршневых компрессоров можно разбить на IV группы.

I. Воздействие на привод компрессора; включает два способа.

1. Периодическая полная остановка компрессора при достижении максимально допустимого давления путем отключения двигателя. После падения давления в сети до минимально возможного компрессор опять запускают. Это экономичный способ, но при этом в сети происходят скачки давления, которые во многих случаях недопустимы.

2. Изменение частоты вращения. Эффективный и экономичный, но дорогой способ, так как требует установки специальных двигателей с изменяемой частотой вращения или гидромфт. Кроме того, при изменении частоты вращения снижается КПД передачи. Поэтому способ экономичен только при неглубоком регулировании.

II. Воздействие на сеть; включает три способа.

1. Выброс в атмосферу воздуха при достижении заданного давления. Осуществляется специальными предохранительными клапанами, установленными после компрессора. Простой, но очень неэкономичный способ, так как теряется энергия, потраченная на сжатие выбрасываемого воздуха. Применяется при поддержании заданного давления после компрессора.

2. Перепуск газа из нагнетательного патрубка во всасывающий. Простой, но неэкономичный способ, так как часть энергии тратится на сжатие одного и того же объема воздуха. Способ применяется при поддержании заданного расхода воздуха.

3. Дросселирование всасывающего трубопровода, то есть установка сопротивления перед компрессором. При этом снижается давление на входе с p_1 до p'_1 и уменьшается объем всасывания с $V_{вс}$ до $V'_{вс}$, а следовательно и объем нагнетания с V_n до V'_n (рис. 2.16).

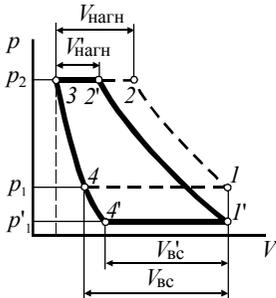


Рис. 2.16. Изменении индикаторной диаграммы при дросселировании всасывающего трубопровода:

$1-2-3-4$ – индикаторная диаграмма без дросселирования; $1'-2'-3'-4'$ – индикаторная диаграмма с дросселированием

Закрывание дроссельной задвижки меняется в зависимости от давления газа на выходе. Это очень экономичный и простой способ, но позволяет регулировать компрессор только в небольших пределах.

III. Воздействие на клапаны компрессора; включает два способа.

1. Отжим всасывающего клапана при превышении давления на выходе требуемого. Газ в нагнетательную систему при этом не подается, а возвращается во всасывающую линию, и компрессор работает в холостую.

2. Частичный отжим клапанов на части хода поршня (рис. 2.17).

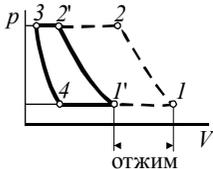


Рис. 2.17. Изменение индикаторной диаграммы при частичном отжиме клапанов:

$1-2-3-4$ – диаграмма без отжима; $1'-2'-3-4$ – диаграмма с отжимом

Часть газа в этом способе возвращается во всасывающий газопровод, что аналогично его выпуску в атмосферу, остальная часть подается в нагнетательную систему.

Недостаток обоих способов – потери энергии на сжатие возвращаемого воздуха и большой износ клапанов.

IV. Изменение мертвого объема компрессора применением вариатора – цилиндра с фиксируемым в разных положениях поршнем, присое-

диненным к рабочему цилиндру компрессора. При перестановке поршня вариатора изменяется объемный коэффициент λ_0 . Недостаток способа – неглубокое регулирование, снижение максимальной степени сжатия при увеличении объема рабочего пространства, снижение КПД компрессора, так как часть энергии тратится на сжатие газа в вариаторе.

В многоступенчатых компрессорах регулирование должно быть одновременно на всех ступенях, иначе возможно перераспределение давлений и снижение эффективности работы компрессора.

2.7. РОТОРНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

В роторном компрессоре (рис. 2.18) газ сжимается при равномерном движении ротора, в пазы которого вставлены пластины, отжимающиеся к корпусу компрессора под действием центробежных сил. В связи с равномерным движением ротора компрессоры высокооборотны и поэтому обладают малыми массой и габаритами, обеспечивают равномерную подачу воздуха. Но из-за низкой эффективности охлаждения при сжатии они неэкономичны. Эти компрессоры сложны в изготовлении и ремонте, имеют непродолжительный срок службы.

Роторные компрессоры содержат 8...24 пластины толщиной 1...3 мм. Степень сжатия в одноступенчатом роторном пластинчатом компрессоре 3...5, двухступенчатом – 9...13. Производительность компрессоров этого типа 6...100 м³/мин (0,1...16 м³/с).

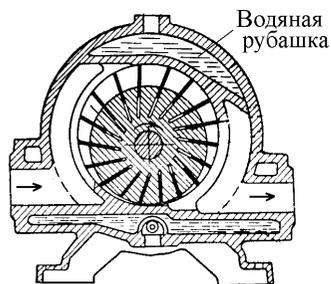


Рис. 2.18. Схема роторного пластинчатого компрессора

Подача роторного пластинчатого компрессора определяется из объема, заключенного между пластинами:

$$Q = 2 \pi D L m n \lambda, \quad (2.32)$$

где D – диаметр цилиндрической полости, в которой расположен ротор и пластины; L – длина цилиндра, обычно $(1,5...2)D$; n – частота враще-

ния; m – эксцентриситет, равный расстоянию между центрами ротора и цилиндра, обычно $(0,05 \dots 1)D$; λ – коэффициент подачи, $\lambda = 1 - 0,05\epsilon$ для компрессоров высокой производительности и $\lambda = 1 - 0,1\epsilon$ для малой производительности.

Изотермический КПД роторного компрессора $\eta_{из} = 0,5 \dots 0,55$, адиабатный $\eta_{ад} = 0,55 \dots 0,6$.

2.8. ВИНТОВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

В винтовых компрессорах (рис. 2.19) среда перемещается между витками винтов. В них обычно находятся в зацеплении два винта, место соприкосновения которых ограничивает радиальное перемещение среды вокруг оси винта.

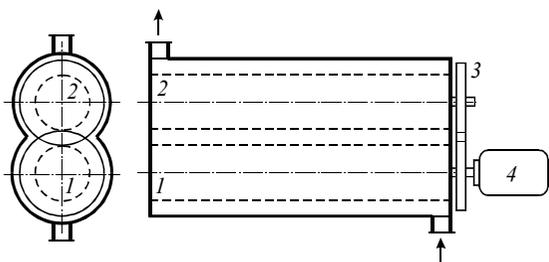


Рис. 2.19. Схема винтового компрессора:
1 – ведущий винт; 2 – ведомый винт; 3 – синхронизирующие шестерни; 4 – привод

Винтовые компрессоры могут изготавливаться на широкий диапазон подач – от $0,5$ до $850 \text{ м}^3/\text{мин}$. Диаметр винта у них $100 \dots 600 \text{ мм}$, длина – $100 \dots 850 \text{ мм}$. Они бывают сухого сжатия, когда смазка отсутствует, и мокрого сжатия, при котором вместе с воздухом в компрессор впрыскивается небольшое количество масла для уплотнения зазоров. Все винтовые компрессоры выполняются по двухступенчатой схеме.

Конструкция компрессора позволяет достигать высоких скоростей вращения ($3\,000 \dots 40\,000 \text{ мин}^{-1}$), поэтому обычно между двигателем и валом винта устанавливается повышающий редуктор. В связи с быстротходностью винтовые компрессоры характеризуются малыми габаритами. Но изготовление сложного профиля винтов требует специального высокоточного оборудования, поэтому у винтовых компрессоров высокая стоимость. Работа компрессора сопровождается сильным высокочастотным шумом, что требует защиты обслуживающего персонала индивидуальными средствами.

Винтовые компрессоры изготавливаются на определенное давление газа на выходе p_2 . Рассмотрим индикаторную диаграмму компрессора при

его работе на сеть с давлением p_c (рис. 2.20). На диаграмме процесс 4–1 соответствует всасыванию газа объема V_1 , 1–2 – политропному сжатию газа, а 2–3 – его вытеснению из компрессора.

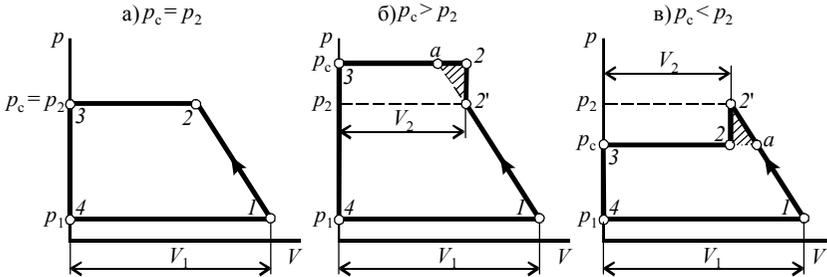


Рис. 2.20. Индикаторная диаграмма винтового компрессора

Если давление в сети p_c равно давлению p_2 , развиваемому компрессором (рис. 2.20, а), то работа сжатия l имеет вид

$$l = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \quad (2.33)$$

где n – показатель политропы сжатия; p_1 – давление газа на входе.

Если давление в сети превышает давление, развиваемое компрессором (рис. 2.20, б), то после выхода из компрессора давление газа будет подниматься в сети до давления p_c в условиях постоянного объема, то есть по линии 2'–2. Общая работа сжатия будет иметь вид

$$l = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + (p_c - p_2) V_2, \quad (2.34)$$

и будет перерасход энергии, равный площади 2–2'–а.

Если давление в сети меньше давления, развиваемого компрессором (рис. 2.20, в), то после компрессора давление газа снизится также в условиях постоянного объема (по линии 2'–2). Таким образом, общая работа сжатия будет иметь вид

$$l = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] - (p_c - p_2) V_2, \quad (2.35)$$

и перерасход энергии будет равен дополнительной работе, определяемой площадью 2–2'–а.

Таким образом, работа винтового компрессора в нерасчетном режиме всегда ведет к перерасходу энергии, пропорциональному отклоне-

нию давления в сети от давления, развиваемого компрессором. Поэтому экономично эти компрессоры могут работать только на проектное давление.

В обозначении компрессора входят:

- номер, от 1 до 10, каждому из которых соответствует определенные диаметр и длина винтов;
- тип «В» для компрессоров сухого сжатия и тип «ВКМ» для компрессоров мокрого сжатия;
- производительность, м³/мин (компрессоры «В» выпускаются производительностью 10; 16; 25; 40; 63 м³/мин, а типа «ВКМ» – 3; 6; 10; 16; 25; 40 м³/мин);
- конечное давление (8 атм для типа «В» и 9 атм для «ВКМ»).

Например, обозначение «3 В – 16/8» показывает, что компрессор соответствует третьему номеру, работает по принципу сухого сжатия, его производительность 16 м³/мин, а развиваемое давление – 9 атм.

3. ДИНАМИЧЕСКИЕ КОМПРЕССОРЫ (ТУРБОКОМПРЕССОРЫ)

3.1. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАСТНЫХ КОМПРЕССОРОВ И ИХ ПЕРЕСЧЕТ

Лопастные компрессоры относятся к динамическим нагнетателям, в которых энергия потоку сообщается при его прохождении через вращающееся рабочее колесо. В центробежных компрессорах поток движется в радиальном направлении, поэтому их еще называют радиальными. В осевых компрессорах поток движется параллельно оси рабочего колеса. Особенностью лопастных компрессоров является отсутствие пульсации давления. Они характеризуются невысокой степенью повышения давления, не более 1 МПа, но высокими подачами. В динамических компрессорах обычно на одном валу находится до десяти рабочих колес. Компрессоры этого типа применяются только на крупных предприятиях.

Работа динамического компрессора зависит от его характеристики и производительности (давления) в сети. Характеристиками лопастных компрессоров является зависимость степени сжатия ϵ (или конечного давления p_2), адиабатного КПД η_a и мощности на валу N от подачи Q

при фиксированной частоте вращения (рис. 3.1). Характеристики приводятся для сжатия воздуха, давление на входе в компрессор принимается равным атмосферному. Обычно для лопастных компрессоров характерно возникновение автоколебаний (помпажа) при малых подачах. Поэтому на паспортных характеристиках компрессоров отмечается зона помпажа, в которой работать компрессорам недопустимо (рис. 3.1).

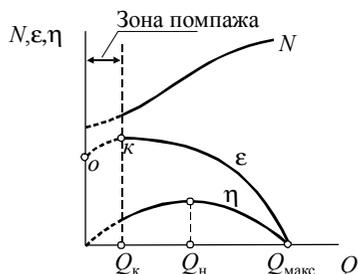


Рис. 3.1. Характеристики лопастных компрессоров

Подача при максимальном развиваемом давлении называется критической Q_k (точка κ на рис. 3.1). При уменьшении подачи ниже этого значения возможно возникновение помпажа (автоколебаний). Автоколебания в компрессоре вызваны тем, что при уменьшении подачи ниже критического значения (левее точки κ) давление, создаваемое компрессором, падает и становится ниже давления воздуха в сети. Под действием разницы давлений воздух из сети возвращается в компрессор, подача которого становится равной нулю (осуществляется скачкообразный переход из точки κ в точку o). При снижении давления воздуха в сети до значения, соответствующего точке o , нормальная работа компрессора восстанавливается и он начинает опять подавать воздух в сеть (происходит плавный переход из точки o в точку κ). При достижении максимального давления подача опять падает и автоколебания повторяются.

Также на характеристике можно выделить точку с номинальной подачей Q_n , соответствующей максимальному КПД, и точку с максимальной производительностью Q_{\max} , при которой давление газа не повышается.

Пересчет характеристик

Характеристики компрессора меняются при изменении свойств газа (характеристик всасывания) и частоты вращения. В отличие от динамических насосов и вентиляторов для компрессоров точный пересчет характеристик произвести нельзя. Это вызвано несоблюдением условий подобия из-за изменения свойств газа при сжатии. Поэтому при пере-

счете принимают допущение, что процесс сжатия адиабатный, а режимы течения потока подобны. Обычно допустимая погрешность при пересчете соблюдается в следующих пределах изменения характеристик (индексами a и b обозначены два подобных компрессора):

– при соотношении размеров проточных частей, характеризующихся диаметрами рабочих колес D_2 :

$$0,5 \leq D_{2b} / D_{2a} \leq 2; \quad (3.1)$$

– при соотношении поля скоростей, характеризуемом в соответствии с условием подобия параллелограммов скоростей частотой вращения n :

$$0,5 \leq n_b / n_a \leq 2. \quad (3.2)$$

Рассмотрим пересчет характеристик лопастных компрессоров.

Изменение частоты вращения

Объемную подачу компрессора Q можно выразить через абсолютную скорость потока v и площадь сечения S :

$$Q = v S. \quad (3.3)$$

Абсолютная скорость v по условию кинематического подобия пропорциональна окружной u , которая выражается через диаметр рабочего колеса D_2 и частоту вращения n . Площадь сечения, через которую проходит поток, также пропорциональна диаметру рабочего колеса D_2 . Таким образом, соотношение подач двух компрессоров

$$\frac{Q_b}{Q_a} \approx \frac{n_b}{n_a} \left(\frac{D_{2b}}{D_{2a}} \right)^2. \quad (3.4)$$

Для одинаковых компрессоров уравнение подобия принимает вид

$$\boxed{\frac{Q_b}{Q_a} \approx \frac{n_b}{n_a}}. \quad (3.5)$$

Отношение степени повышения давления в двух компрессорах производится из условия, что работа l , подводимая на вал компрессора, переходит в располагаемую работу адиабатного сжатия $l_{ад}$. Поэтому для двух компрессоров

$$\frac{l_b}{l_a} \approx \frac{(l_{ад})_b}{(l_{ад})_a}. \quad (3.6)$$

По уравнению Эйлера, работа l выражается через окружную скорость u и окружную проекцию абсолютной скорости v_u на входе (точка 1) и выходе (точка 2) рабочего колеса:

$$l = u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}, \quad (3.7)$$

или, так как обе скорости пропорциональны частоте вращения, то работа l пропорциональна квадрату частоты n^2 .

Адиабатная работа сжатия имеет вид

$$l_{ад} = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right). \quad (3.8)$$

Приравнивая работы l и $l_{ад}$, имеем:

$$\frac{\varepsilon_b^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\varepsilon_a^{\frac{k-1}{k}} - 1} \approx \left(\frac{n_b}{n_a} \right)^2, \quad (3.9)$$

или получаем соотношение степени повышения давления для двух компрессоров:

$$\varepsilon_b \approx \left[1 + \left(\frac{n_b}{n_a} \right)^2 \left(\varepsilon_a^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right]^{\frac{k}{k-1}}. \quad (3.10)$$

Так как мощность компрессора

$$N = \frac{\rho Q l_{ад}}{\eta_{ад} \eta_{м}}, \quad (3.11)$$

то пересчет мощности осуществляется по уравнению

$$\frac{N_b}{N_a} \approx \frac{\rho_{1b}}{\rho_{1a}} \left(\frac{n_b}{n_a} \right)^3, \quad (3.12)$$

где $\eta_{ад}$, $\eta_{м}$ – адиабатный и механический КПД; ρ_{1b} , ρ_{1a} – плотность газа на входе в компрессоры.

Изменение свойств газа

На характеристики компрессора влияют следующие свойства газа: плотность ρ , газовая постоянная R , температура на входе T_1 и показатель адиабаты k .

Так как принято допущение о гидродинамическом подобии, то параллелограммы скоростей двух компрессоров пропорциональны и можно записать

$$\boxed{Q_b \approx Q_a.} \quad (3.13)$$

Из равенства работ сжатия получаем:

$$\frac{k_a}{k_a-1} R_a T_{1a} \left(\epsilon_a^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1 \right) = \frac{k_b}{k_b-1} R_b T_{1b} \left(\epsilon_b^{\frac{k_b-1}{k_b}} - 1 \right), \quad (3.14)$$

отсюда уравнение для пересчета степень сжатия имеет вид:

$$\epsilon_b \approx \left[1 + \frac{k_a k_b - 1}{k_b k_a - 1} \frac{R_a T_{1a}}{R_b T_{1b}} \left(\epsilon_a^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1 \right) \right]^{\frac{k_b}{k_b-1}}. \quad (3.15)$$

Если сжимается один и тот же газ, то пересчет характеристик производится по уравнению

$$\boxed{\epsilon_b \approx \left[1 + \frac{T_{1a}}{T_{1b}} \left(\epsilon_a^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right]^{\frac{k}{k-1}}.} \quad (3.16)$$

То есть при повышении температуры входного воздуха развиваемое компрессором давление снижается.

Мощность рассчитывается аналогично случаю изменения частоты вращения:

$$\frac{N_b}{N_a} = \frac{\rho_b}{\rho_a}. \quad (3.17)$$

Если вместо степени сжатия известно давление на выходе компрессора, обозначенного как a , по нему следует определить степень сжатия ϵ_a , пересчитать ее на ϵ_b и по этому значению определить давление на выходе компрессора, обозначенного как b .

В общем случае влияние различных параметров на характеристики работы компрессора в сети показано на рис. 3.2. Из него видно, что подача и давление после компрессора будут возрастать при увеличении частоты вращения, увеличении давления газа на входе и уменьшении температуры газа на входе.

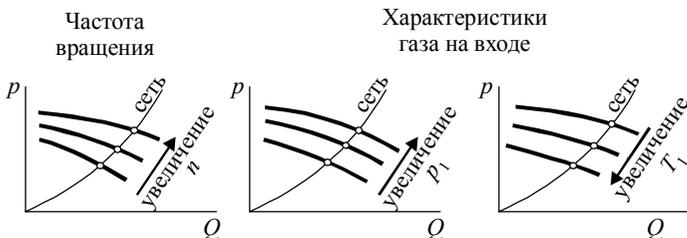


Рис. 3.2. Влияние параметров на работу компрессора

Погрешность пересчета по уравнениям подобия компрессоров возрастает при увеличении степени повышения давления ϵ . С большей степенью погрешности пересчет степени повышения давления производится по политропному процессу. В этом случае показатель адиабаты k заменяется на показатель политропы n .

3.2. РЕГУЛИРОВАНИЕ ЛОПАСТНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Регулирование компрессоров основано на том, что при увеличении потребления сжатого газа давление в сети падает, а при уменьшении – увеличивается. Как и для поршневых компрессоров, для лопастных различают две задачи регулирования:

- регулирование для поддержания постоянного давления после компрессоров, при этом подача равна потреблению газа;
- регулирование для поддержания постоянной подачи, которая поддерживается изменением давления; этот способ используется при подаче сжатого воздуха в технологические установки.

Для лопастных компрессоров применяются следующие способы.

1. *Изменение частоты вращения.* Для определения необходимой частоты вращения по заданному давлению (в первом случае регулирования) или подаче (во втором случае регулирования) находят рабочую точку, лежащую на напорной характеристике сети. Эти точки будут располагаться на горизонтальной или вертикальной линии (рис. 3.3). Затем по найденной точке определяют необходимую частоту вращения.

Этот способ более экономичен при применении турбинных приводов, которые позволяют изменять частоту вращения практически без снижения своего КПД. Но его большим недостатком является снижение адиабатного КПД. В отличие от насосов, в компрессорах при изменении частоты вращения снижается максимальный КПД, это изменение обычно приводится в характеристиках компрессора (рис. 3.4).

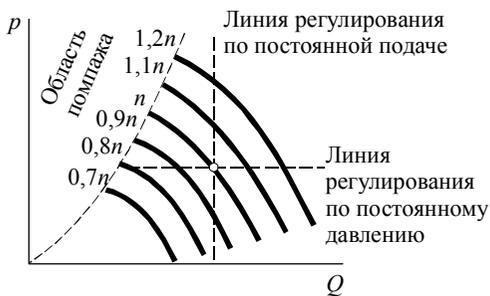


Рис. 3.3. Регулирование компрессоров изменением частоты вращения

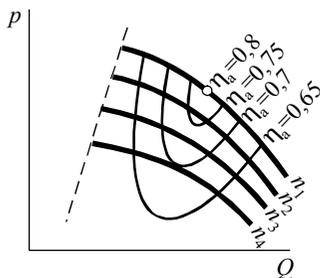


Рис. 3.4. Характеристики лопастного компрессора при изменении частоты вращения

Недостатком способа является также ограничение зоны регулирования условием непопадания в зону автоколебаний (помпажа).

2. *Регулирование направляющим аппаратом*, установленным на входе в компрессор (который должен входить в конструкцию компрессора). Конечное давление и характеристика меняются за счет изменения условий всасывания. При этом способе регулирования уменьшается зона помпажа. Напорные характеристики при изменении угла поворота лопасти приведены в паспортах компрессоров. Недостатком является сложность конструкции и небольшой диапазон регулирования.

3. *Дросселирование на выходе*. Заключается в применении дополнительного сопротивления для обеспечения постоянного сопротивления сети, а значит и постоянства режима работы компрессора. При дроссельном регулировании поддерживается постоянный расход, а давление в сети меньше на величину сопротивления дросселя. Дросселирование для компрессоров может быть эффективнее изменения частоты вращения, но оно позволяет только снижать подачу и давление.

4. *Дросселирование сети на входе в компрессор*. При этом снижается давление на входе, вследствие чего уменьшается подача и давление после компрессора. Использование способа уменьшает область помпажа, но регулирование возможно в узких пределах.

3.3. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Ступень центробежного компрессора (рис. 3.5) представляет рабочее колесо и отвод для перемещения потока на вход следующей ступени. В отводе обычно установлены направляющие аппараты (лопатки специального профиля, поверхность которых расположена вдоль потока), необходимые для ликвидации закручивания потока. Ступени соединяются последовательно, причем диаметры рабочих колес уменьшаются, так как при сжатии сокращается объем газа (рис. 3.6). Степень сжатия в одной ступени не превышает 1,4. Она ограничена скоростью потока на выходе, увеличение которой приводит к снижению эффективности сжатия и возникновению больших механических напряжений в конструкции ступени.

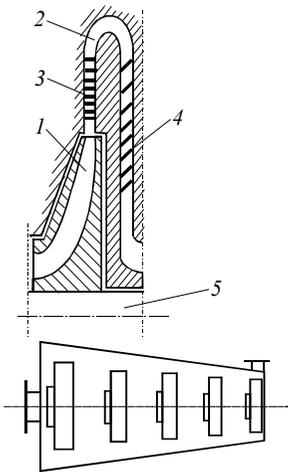


Рис. 3.5. Ступень центробежного компрессора:

1 – рабочее колесо; 2 – кольцевой отвод (диффузор); 3, 4 – направляющие аппараты; 5 – вал

Рис. 3.6. Схема многоступенчатого центробежного компрессора

Конструктивно центробежные компрессоры выполняются по трем схемам:

1) с охлаждением газа при его прохождении по отводу (рис. 3.7); схема характеризуется конструктивной сложностью и низкой эффективностью охлаждения;

2) с промежуточными холодильниками, устанавливаемыми обычно после двух ступеней; по такой схеме выполнено большинство отечественных компрессоров;

3) комбинированный способ, сочетающий внутреннее и внешнее охлаждение.

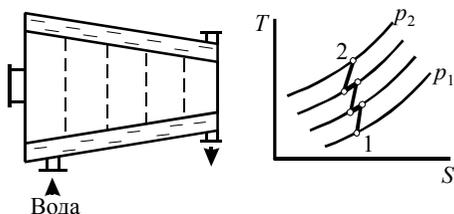


Рис. 3.7. Схема и процесс сжатия в компрессоре с охлаждением газа в отводах

Вторая схема из-за более интенсивного охлаждения газа позволяет значительно сократить размеры компрессора и повысить эффективность сжатия. Для нее показатель политропы сжатия в рабочем колесе $n = 1,5 \dots 1,62$.

КПД центробежных компрессоров находятся в следующих пределах: $\eta_{ад} = 0,8 \dots 0,9$; $\eta_{из} = 0,6 \dots 0,65$; $\eta_{м} = 0,96 \dots 0,98$.

Схемы центробежных компрессоров с рабочими колесами на одном валу и расположенными отдельно приведены на рис. 3.8 и 3.9, характеристики центробежных компрессоров типа «К» – в табл. 3.1 и 3.2.

По сравнению с поршневыми центробежные компрессоры имеют следующие преимущества: 1) хорошую балансировку, что позволяет развивать скорость вращения до 5000 об/мин; 2) отсутствие клапанов, являющихся в поршневых компрессорах наиболее изнашиваемым элементом; 3) высокие подачи и отсутствие пульсаций.

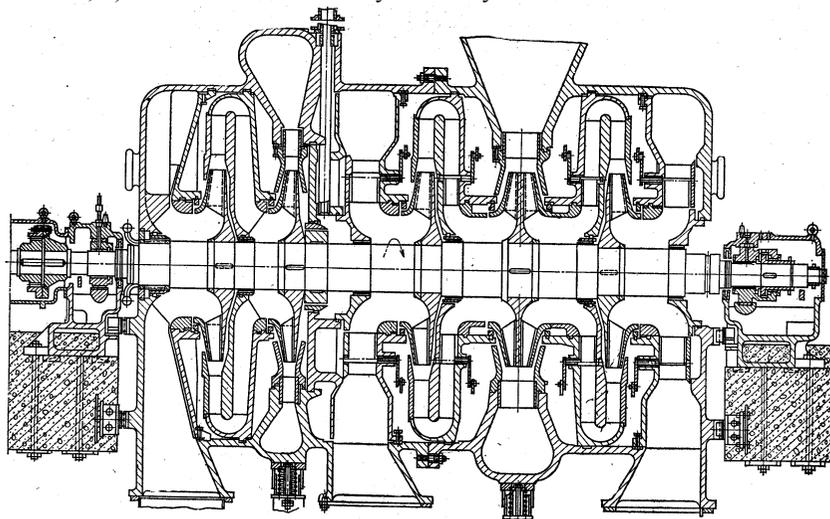


Рис. 3.8. Центробежный шестиступенчатый компрессор типа «К»

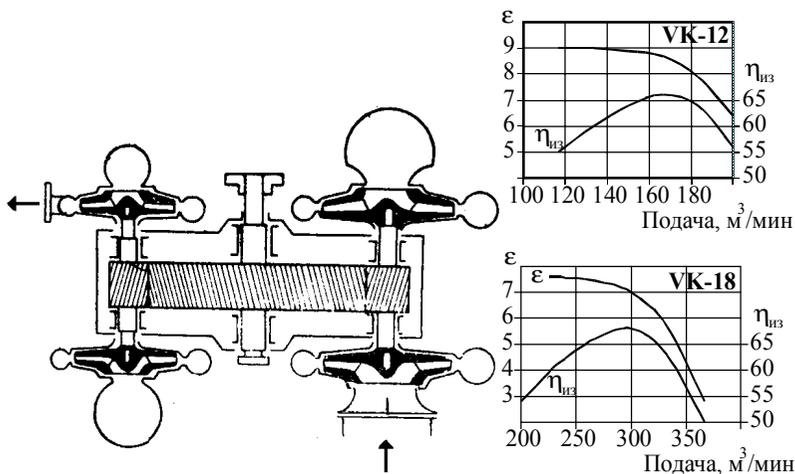


Рис. 3.9. Схема и характеристики центробежных четырехступенчатых компрессоров типа «VK» (Германия)

Таблица 3.1

Характеристики центробежных воздушных компрессоров

Тип	K-7000-41-1	K5500-42-1	K3250-41-2	K3250-42-1	K3000-61-6	K1500-62-2	K905-61-1	K345-92-1
Производительность*, м³/с (м³/мин)	111,7 (6700)	72,5 (4350)	54,2 (3250)	40,8 (2450)	53,3 (3200)	26,5 (1590)	15,3 (915)	6,17 (370)
Давление нагнетания избыточное*, МПа (степень повышения давления)	0,42 (5,3)	0,41 (5,2)	0,43 (5,4)	0,43 (5,4)	0,57 (6,8)	0,66 (7,7)	0,67 (7,7)	1,27 (14,0)
Частота, об/мин	3450	3440	3320	32890	3260	4470	5690	8600
Изотермический КПД	0,71	0,71	0,72	0,69	0,68	0,70	0,70	0,68
Мощность на валу, кВт	28500	17200	11200	8500	14250	7400	4500	2500
Стоимость без электродвигателя, тыс. руб. (на 1990 г.).	200	129	93,7	93,7	175	96,3	73	58,8

* На входе в компрессор воздух имеет давление 0,098 МПа и температуру 20°C

Таблица 3.2

**Характеристики центробежных воздушных компрессоров
с давлением нагнетания 0,784 МПа**

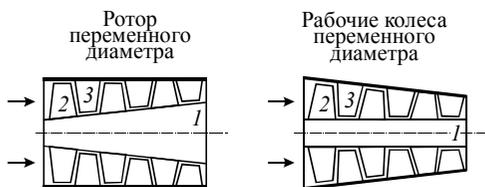
Тип	К-500-61-1	К2550-61-2	К100-63-1
Производительность *, м ³ /с (м ³ /мин)	8,75 (525)	4,17 (250)	1,67 (100)
Давление нагнетания избыточное*, МПа (степень повышения давления)	0,784 (9)	0,784 (9)	0,784 (9)
Частота, об/мин	7636	10935	17483
Изотермический КПД	0,66	0,66	0,63
Расход воды на охлаждение, л/с	28	56	90
Габаритные размеры (длина, ширина, высота), м	9,760× ×3,400× ×5,150	11,930× ×6,430× ×4,610	9,000× ×4,600× ×5,000
Мощность, кВт: – на валу – привода	3600 3000	1470 1600	682 700
Стоимость без электродвигателя, тыс. руб (на 1990 г.)	45,9	25	19,6

* На входе в компрессоры воздух имеет давление 0,098 МПа и температуру 20°С.

У центробежных компрессоров есть и недостатки: 1) меньшее термодинамическое совершенство, так как плохое охлаждение в процессе сжатия приводит к отношению $n > k$; 2) имеется неустойчивый режим работы (зона автоколебаний или помпажа), поэтому для центробежных компрессоров подача $Q > 100$ м³/мин.

3.4. ОСЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Степень осевого компрессора подобна ступени осевого насоса или вентилятора и включает рабочее колесо и направляющий аппарат для ликвидации закручивания потока и перевода кинетической энергии, сообщенной потоку рабочим колесом, в потенциальную. Рабочие колеса в многоступенчатом компрессоре закреплены на роторе. Проточная часть по ходу движения газа уменьшается, возможно увеличение диаметра ротора или уменьшение диаметра рабочих колес (рис. 3.10).



**Рис. 3.10. Схема много-
ступенчатых осевых ком-
прессоров:**
1 – ротор; 2 – рабочее коле-
со; 3 – лопатки направ-
ляющего аппарата

Так как охлаждение в осевых компрессорах практически отсутствует, а теплообмен с окружающей средой незначителен, процесс сжатия в нем принимается как адиабатический. Обычно степень повышения давления для одной ступени в осевом компрессоре $\epsilon_i = 1,1 \dots 1,3$.

КПД осевых компрессоров находится в следующих пределах:
 $\eta_{ад} = 0,85 \dots 0,95$; $\eta_{м} = 0,98 \dots 0,99$.

Схема осевого компрессора приведена на рис. 3.11.

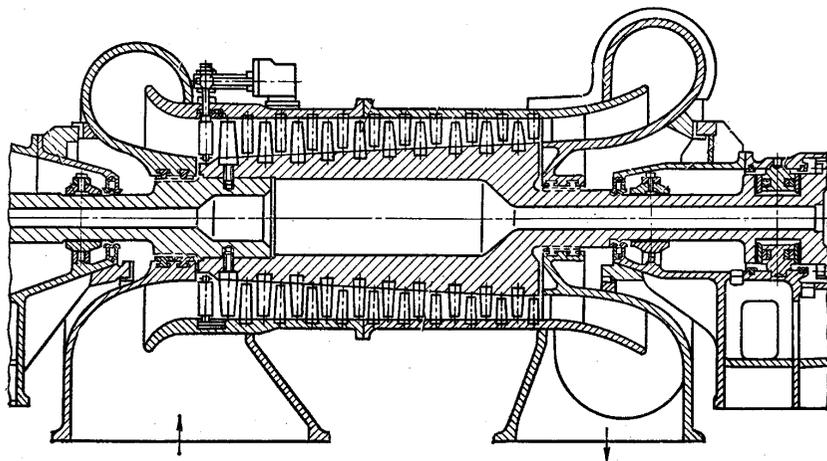


Рис. 3.11. Десятиступенчатый осевой компрессор

Преимущества осевых компрессоров по сравнению с центробежными следующие: 1) более простая конструкция; 2) более высокий КПД. Недостатки осевых компрессоров по сравнению с центробежными состоят в том, что: 1) большая масса и габариты; 2) более низкая степень повышения давления.

4. СИСТЕМЫ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

4.1. СОСТАВ СИСТЕМЫ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ И КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ

Система воздухоснабжения промышленных предприятий предназначена для обеспечения потребителя сжатым воздухом с требуемыми характеристиками (давлением, расходом, чистотой) и включает:

- компрессорные станции, предназначенные для выработки сжатого воздуха;
- ресиверы (баллоны-воздухосборники) для выравнивания давления в сети и аккумуляции воздуха, расположенные как после компрессорных станций, так и перед потребителями;
- воздухопроводную сеть или баллонный транспорт для доставки сжатого воздуха потребителям.

Принципиальные схемы систем воздухоснабжения можно классифицировать по типу используемых компрессоров, типу воздухопроводных сетей и числу линий подачи воздуха (рис. 4.1).

Тип компрессоров определяется требуемой подачей и давлением воздуха. При необходимости создания высоких давлений (3...20 МПа) или при небольшом потреблении воздуха (менее 10 м³/с) используются поршневые компрессоры. Динамические компрессоры используются при создании давлений до 1 МПа и потреблении воздуха свыше 10 м³/с. При возможности использования обоих типов компрессоров выбор производится на основании экономического расчета. Тип компрессоров определяет оборудование компрессорной станции и наличие ресивера в сети. Ресиверы обязательно устанавливаются при применении поршневых компрессоров с целью устранения пульсации давления. Для динамических компрессоров роль ресивера может выполнять воздухопроводная сеть, имеющая свою емкость. Поэтому при разветвленной протяженной сети и равномерном потреблении воздуха для динамических компрессоров ресиверы могут не устанавливаться.

По типу сетей воздухопроводные сети разделяют на радиальные, кольцевые и комбинированные.

В радиальных сетях (которые еще называют тупиковыми) воздух поступает к потребителям по единственному возможному пути. Воздухопровод, отходящий от компрессорной станции, разветвляется и заканчивается у потребителей.

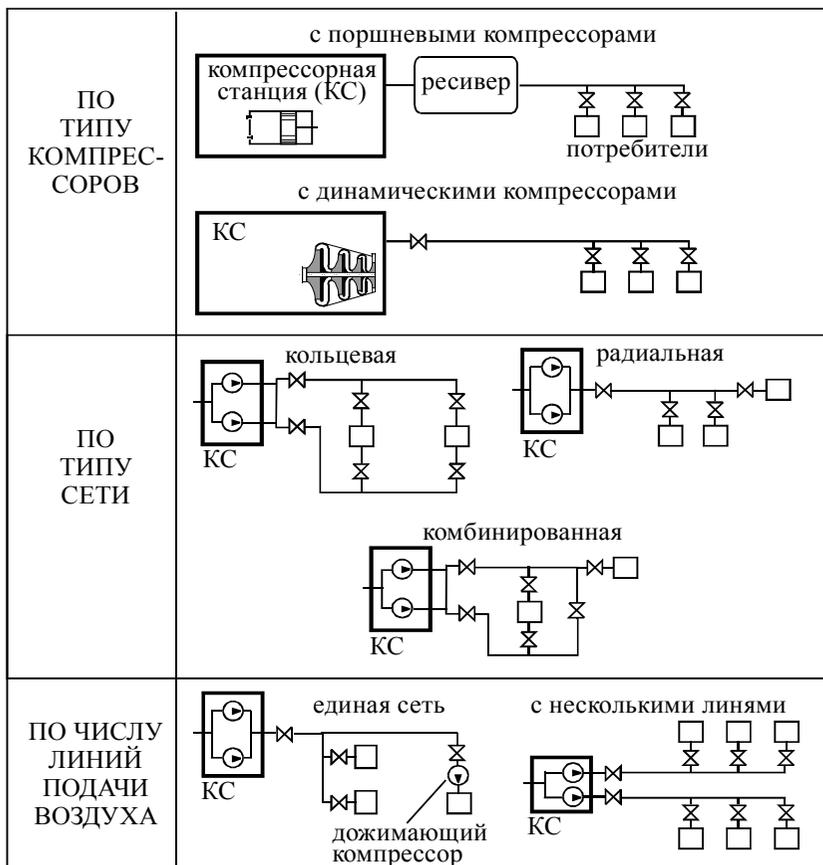


Рис. 4.1. Классификация систем воздухообеспечения

Это самый дешевый тип сетей, так как он отличается наиболее короткой общей длиной воздухопроводов. Каждый участок радиальной сети характеризуется известным расходом воздуха, что позволяет подобрать оптимальный диаметр воздухопровода. Но при авариях в сети подача воздуха потребителям прекращается, поэтому эти сети менее надежны.

В кольцевых сетях сжатый воздух к любому из потребителей может быть доставлен не менее чем по двум различным воздухопроводам. Такие сети применяются при повышенном требовании к надежности сети, когда перерывы в подаче сжатого воздуха недопустимы. Недостаток таких сетей – их повышенная стоимость. Длина воздухопроводов в этом случае минимум в два раза больше, чем в радиальных сетях, а так как распреде-

ление воздуха в сети зависит от изменяющегося режима работы потребителей, то нельзя подобрать оптимальный диаметр воздухопровода.

Комбинированные сети содержат как кольцевые, так и ответвляющиеся радиальные участки. Они применяются для обеспечения воздухом потребителей с разными требованиями к надежности работы.

По числу линий подачи воздуха системы воздухообеспечения разделяются на системы с одной воздухопроводной линией, обеспечивающие всех потребителей воздухом с одинаковыми параметрами, и системы с несколькими линиями, каждая из которых обеспечивает потребителей с разными требованиями к сжатому воздуху (например, к давлению). В системах с несколькими линиями каждую из них обеспечивают воздухом отдельные компрессоры, или часть воздуха отбирается после промежуточной ступени компрессора. Иногда, если одному или нескольким потребителем нужно более высокое давление, чем остальным, вместо выбора схемы с несколькими линиями используют альтернативный вариант – установку у потребителей дожимающих компрессоров.

Оборудование компрессорных станций можно разделить на основное и дополнительное (вспомогательное). К основному оборудованию относятся компрессоры. Состав дополнительного оборудования определяется типом используемых компрессоров (табл. 4.1).

Таблица 4.1

Дополнительное оборудование компрессорных станций

Оборудование	Обозначение	Наличие на компрессорных станциях	
		объемных компрессоров	динамических компрессоров
1	2	3	4
Воздухозаборное устройство (ВЗУ)	ВЗУ 	Обязательны для всех компрессорных станций	
Фильтры для очистки входного воздуха (Ф)	Ф		
Дроссель		Нет	Устанавливается для регулирования компрессоров
Промежуточные холодильники	ПХ	Устанавливаются после каждой промежуточной ступени поршневых компрессоров и обычно после двух ступеней динамических компрессоров; в большинстве случаев являются частью конструкции компрессора	

Продолжение табл. 4.1

1	2	3	4
Концевые холодильники	КХ	Обязательны для всех компрессорных станций, могут как входить в конструкцию компрессоров, так и устанавливаться отдельно	
Влагомаслоотделители (для удаления из сжатого воздуха капель влаги и масла)	ВМО	Обязательны	Могут устанавливаться в качестве водоотделителей
Установки для осушки сжатого воздуха (для удаления из сжатого воздуха водяных паров)	УОВ	Обязательны для компрессорных станций высокого давления	Обязательны, если отсутствуют водоотделители
Запорная арматура		Устанавливается после компрессоров для их отключения и после ресиверов для отключения сети. Перед запорной арматурой обязательно должен быть предохранительный клапан	
Клапаны обратные (пропускают воздух только в одном направлении и предотвращают его обратную подачу)	<p>OK</p> 	Устанавливаются после каждого компрессора для предотвращения гидравлического удара на компрессоры при взрыве сети и обратной подачи через роторные и динамические компрессоры. Перед обратным клапаном обязательно должен быть предохранительный клапан	
Клапаны предохранительные (для выпуска в атмосферу воздуха при превышении допустимого давления)	<p>ПК</p> 	Устанавливаются на ресиверах, между ступенями поршневого компрессора, перед запорной арматурой или обратными клапанами. Конструктивно ПК выполняются грузовыми и пружинными	
Клапаны антипомпажные (ограничивают подачу воздуха выше области возникновения помпажа, могут совмещаться с обратными клапанами)	<p>АПК</p> 	Нет	Обязательны
Продувочная линия	<p>ПЛ</p> 	Устанавливается после компрессоров и на ресиверах для выпуска в атмосферу воздуха при прочистке воздухопроводов	

1	2	3	4
Ресиверы (воздухосборники)	Р	Обязательны для сглаживания пульсаций давлений	Необязательны, но могут устанавливаться для аккумулярования воздуха при колебании его расхода в сети

Также компрессорные станции включают:

- систему охлаждения компрессоров, содержащую водопроводы для воды, насосы и охлаждающие устройства;
- систему смазки движущихся деталей компрессоров и приводов;
- баки для сбора конденсата из ресиверов, влагомаслоотделителей и установок осушки воздуха;
- систему контроля работы оборудования, включающую:
 - а) расходомеры воздуха;
 - б) показатели мощности, потребляемой электродвигателями;
 - в) манометры, изменяющие давление воздуха в промежуточных холодильниках и ресивере;
 - г) датчики температуры воздуха до и после холодильников и на выходе из компрессора;
 - д) датчики температуры охлаждающей воды до и после холодильников;
 - е) манометры на трубопроводах системы охлаждения и маслопроводах системы смазки;
 - ж) датчики наличия воды в системе охлаждения и масла в системе смазки.

Обязательному контролю подлежат температуры воздуха после ступеней и холодильников и температура воды после холодильника.

Пример схем компрессорных станций с указанием обязательного оборудования представлен на рис. 4.2. Схема компрессорных станций с винтовыми и роторными компрессорами аналогична схеме с поршневыми компрессорами, но дополнительно после компрессоров устанавливается обратный клапан.

4.2. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ СЖАТОГО ВОЗДУХА

Система воздухообеспечения предназначена для централизованного обеспечения промышленных потребителей сжатым воздухом. Задачей систем воздухообеспечения является обеспечение потребителей необходимым на текущий момент количеством воздуха с заданным давлением.

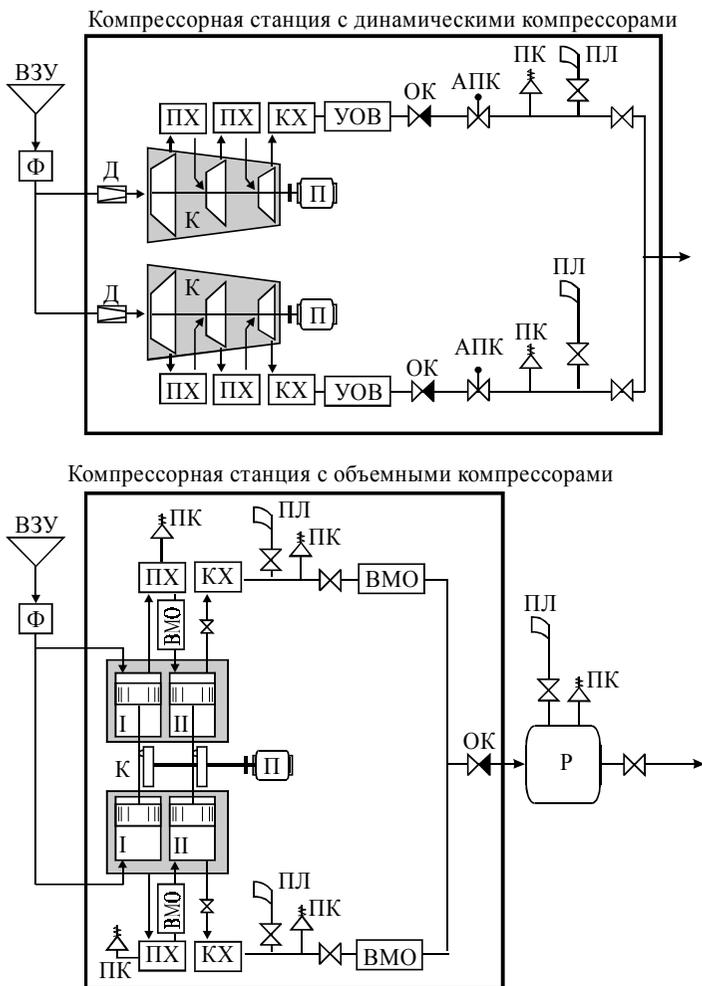


Рис. 4.2. Схема компрессорных станций с обязательным дополнительным оборудованием

В промышленности обычно применяют сжатый воздух давлением от 3 до 300 атм. Потребление сжатого воздуха на предприятиях можно разделить на две группы – технологическое и силовое.

Технологические потребители расходуют сжатый воздух при проведении основного производственного процесса. Сжатый воздух требует-

ся при выплавке стали и чугуна, распылении твердого топлива в фурсунках печей, в системах пневмотранспорта сыпучих материалов, при гомогенизации сыпучих материалов и их хранении в силосах. Технологические потребители характеризуются небольшим числом, но большими объемами потребления и длительным стабильным расходом воздуха. Так, на производство сжатого воздуха для технологических нужд металлургические предприятия затрачивают около 5% общего количества электроэнергии.

Силовое потребление заключается в приводе различных пневмомеханизмов (пневматических прессов, гильотин, инструментов и др.). Преимущества сжатого воздуха в качестве привода механизмов следующие:

- возможность аккумулирования энергии и ее выброса в малый промежуток времени, что позволяет создавать эффективные машины ударного действия;
- легкое изменение частоты вращения привода изменением давления воздуха;
- безопасность, в отличие от применения электрических и паровых приводов, что важно при работе оборудования во взрывоопасных условиях.

Недостаток сжатого воздуха как энергоносителя – его дороговизна, вызванная потерями энергии при ее преобразовании в компрессорах и транспортировке воздуха в воздухопроводных сетях.

Особенностью силового потребления является большое количество потребителей, работающих периодически, и разветвленная воздухопроводная сеть. На производство сжатого воздуха для этой группы на горнодобывающих и машиностроительных предприятиях тратится до 30% общего количества электроэнергии.

По другой классификации потребители разделяются не по виду выполняемой деятельности, а по длительности включения на:

- пневмоприемники, характеризующиеся длительным режимом работы;
- пневмоинструменты, характеризующиеся кратковременным режимом работы.

Видимо, пневмоприемники можно отнести к технологическому потреблению, а пневмоинструменты – к силовому, и применять для них одинаковые методы расчета расхода воздуха.

Расход электроэнергии на производство 1 м³ сжатого воздуха составляет 0,1...0,15 кВт·ч при использовании электрического привода и около 0,02 кг условного топлива для паротурбинных приводов.

4.3. ПРИБЛИЖЕННЫЙ РАСЧЕТ РАСХОДА ВОЗДУХА У ПОТРЕБИТЕЛЕЙ

Производительность компрессорной станции определяется по нормам расхода воздуха подключенными потребителями с учетом неравномерности загрузки сети и потерь воздуха в ней. Первоначально определяется средний и максимальный расход воздуха у потребителей, затем с учетом утечек воздуха и неодновременности включения потребителей – производительность компрессорной станции.

Потребление сжатого воздуха устанавливается на основании опыта эксплуатации оборудования; для различных предприятий и отраслей нормы могут различаться. Обычно с течением времени из-за повышения эффективности работы оборудования нормативный расход воздуха снижается.

Приближенный расчет применяется при небольшом числе потребителей и точек их включения в сеть.

Средний расход воздуха потребителями $Q_{\text{ср}}$ складывается из средних расходов у всех технологических и силовых потребителей:

$$Q_{\text{ср}} = \sum Q_{\text{ср } i}^{\text{техн}} + \sum Q_{\text{ср } i}^{\text{сил}}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (4.1)$$

Для технологических потребителей (пневмоприемников) средний расход воздуха составляет

$$Q_{\text{ср } i}^{\text{техн}} = \frac{q_{\text{уд } i} G_{\text{год}}}{3600 \tau_{\text{раб } i}}, \quad (4.2)$$

где $q_{\text{уд } i}$ – норма расхода сжатого воздуха на единицу продукции, $\text{м}^3/\text{ед.}$; $G_{\text{год}}$ – годового выпуск продукции, ед./год ; $\tau_{\text{раб } i}$ – время потребления сжатого воздуха, ч/год .

Для силового привода (пневмоинструментов) средний расход воздуха для группы однотипных потребителей

$$Q_{\text{ср } i}^{\text{сил}} = q_{\text{н } i} k_{\text{спр } i} n_i, \quad (4.3)$$

где n_i – число потребителей; $q_{\text{н } i}$ – норма потребления воздуха при непрерывной работе установки, $\text{м}^3/\text{с}$; $k_{\text{спр } i}$ – коэффициент спроса, учитывающий загрузку потребителей, неодновременность включения и износ оборудования. Приблизительно коэффициент спроса определяется по рис. 4.3.

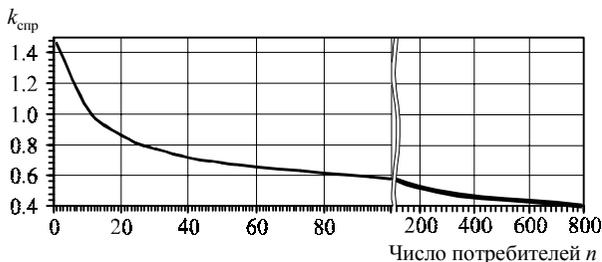


Рис. 4.3. Коэффициент спроса

В большинстве случаев приближенный метод дает точность, достаточную для задач проектирования систем воздухообеспечения.

4.4. УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ РАСХОДА ВОЗДУХА У ПОТРЕБИТЕЛЕЙ

Этот способ применяется при наличии большого числа потребителей, для которых отдельно учитывается износ, загрузка и одновременность работы оборудования. Средний расход воздуха рассчитывается по выражению (4.1), где расходы воздуха технологическими и силовыми потребителями имеют вид:

$$\sum Q_{сп\ i}^{техн} = \sum q'_{н\ i} k_{исп\ i} k_{изн\ i} n'_i, \quad (4.4)$$

$$\sum Q_{сп\ i}^{сил} = \sum q_{н\ i} k_{загр\ i} k_{одн\ i} k_{изн\ i} n_i, \quad (4.5)$$

где $q'_{н\ i}$ и $q_{н\ i}$ – норма потребления воздуха при непрерывной работе установки для технологических и силовых потребителей (или для пневмоприемников и пневмоустановок), m^3/c ; n'_i и n_i – число технологических и силовых потребителей (или пневмоприемников и пневмоустановок); $k_{исп\ i}$ – коэффициент использования (коэффициент включения), являющийся относительным временем работы оборудования (табл. 4.2); $k_{изн\ i}$ – коэффициент износа, учитывающий увеличение расхода и потерь воздуха вследствие механического износа (табл. 4.3); $k_{загр\ i}$ – коэффициент загрузки, показывающий отличие фактической нагрузки от номинальной из-за ее снижения и использования регулирования (табл. 4.4); $k_{одн\ i}$ – коэффициент одновременности, учитывающий часть работающего в один и тот же момент времени оборудования (рис. 4.4).

Значения коэффициентов зависят от вида предприятия и режима работы оборудования. При серийном или конвейерном производстве коэффициенты $k_{сп\ i}$, $k_{исп\ i}$ и $k_{одн\ i}$ будут выше, чем при индивидуальном, например, в ремонтных цехах. Соотношения между коэффициентами, используемыми при расчете расхода воздуха, приведены на рис. 4.5.

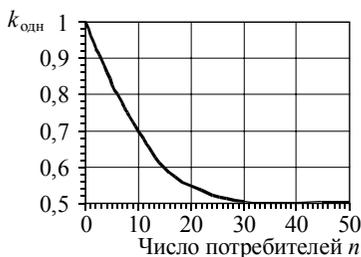


Рис. 4.4. Коэффициент одновременности



Рис. 4.5. Соотношение между коэффициентами

Таблица 4.2

Коэффициент использования

Оборудование	$k_{исп}$
Пневмопресс	
– для клепки	0,3...0,5
– штамповочный	0,55...0,75
Молот:	
– рубильный	0,2...0,4
– штамповочный	0,45...0,65
– ковочный	0,35...0,55
Трамбовка	0,2...0,4
Вибратор	0,3...0,5
Сопло	
– для перемешивания жидкостей	0,6...0,8
– обдувочное	0,08...0,2
Пескоструйная камера	0,6...0,8
Краскораспылитель	0,6...0,8
Дрель	0,1...0,2
Пневмоподъемник	0,02...0,06
Пневмопатрон	0,02...0,08
Формовочные машины	0,1...0,2

Таблица 4.3

Коэффициент износа

Оборудование	$k_{изн}$
Отбойные, бурильные молотки	1,15
Двигатели	
– поршневые	1,15
– шестеренчатые	1,20
– турбинные	1,0
Пневмоприемники	1,1...1,15
Пневоинструменты	до 1,5

Таблица 4.4

Коэффициент загрузки

Оборудование	$k_{загр}$
Бурильные и отбойные молотки	1,0
Лебедки	0,8
Остальное пневмооборудование	0,5...0,7

Приближенный и уточненный расчеты расхода воздуха могут сочетаться. Средний расход воздуха $\sum Q_{сп i}^{техн}$ для части или всех технологических потребителей может быть рассчитан по выражению (4.2), так как

расход воздуха на единицу продукции $q_{удi}$ уже учитывает время работы и износ оборудования.

Если одним воздухопроводом сжатый воздух подается к нескольким большим группам разнотипных потребителей, следует учитывать одновременность включения оборудования в точке подключения группы (рис. 4.6).

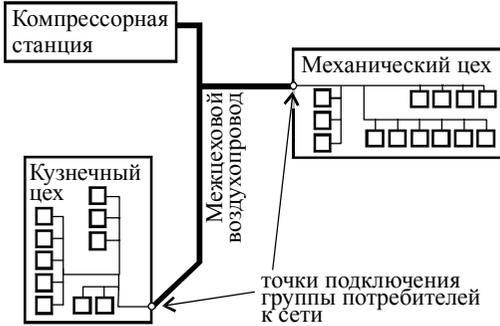


Рис. 4.6. Схема воздухопроводной сети с двумя группами потребителей

Для каждой группы рассчитывается усредненный коэффициент k_g , который является отношением среднего и максимального расхода воздуха всеми потребителями группы:

$$k_g = \frac{\sum k_{исп i} k_{изн i} q'_{н i} n'_i + \sum k_{загр i} k_{одн i} k_{изн i} q_{н i} n_i}{\sum k_{изн i} q'_{н i} n'_i + \sum k_{загр i} k_{изн i} q_{н i} n_i}, \quad (4.6)$$

и по нему определяется коэффициент одновременности работы оборудования (рис. 4.7).

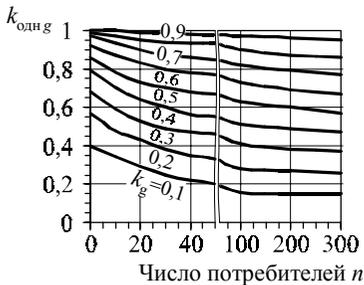


Рис. 4.7. Определение коэффициента одновременности $k_{одн g}$ для группы потребителей

Средний расход воздуха в точке подключения потребителей:

$$Q_{\text{ср } g} = k_{\text{одн } g} \left(\sum k_{\text{изн } i} q'_{\text{н } i} n'_i + \sum k_{\text{загр } i} k_{\text{изн } i} q_{\text{н } i} n_i \right). \quad (4.7)$$

Средний расход воздуха потребителями, аналогично (4.1), определяется как сумма потребления по всем группам в их точках подключения к сети и всех остальных отдельно учитываемых потребителей, не вошедших в группы.

4.5. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ И ПОТЕРИ ВОЗДУХА В СЕТИ

Максимальный расход воздуха $Q_{\text{макс}}$, вырабатываемый компрессорной станцией, определяется по среднему расходу воздуха у всех потребителей с учетом запаса в 20...50% и количественных потерь воздуха в сети $Q_{\text{пот}}$:

$$Q_{\text{макс}} = (1,2 \dots 1,5) Q_{\text{ср}} + Q_{\text{пот}}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (4.8)$$

Производительность компрессорной станции $Q_{\text{кс}}$ определяется из максимальной длительной нагрузки $Q_{\text{макс д}}$, которая рассчитывается по максимальному расходу воздуха с учетом неравномерности его потребления:

$$Q_{\text{кс}} = Q_{\text{макс. д}} = \beta Q_{\text{макс}}. \quad (4.9)$$

Коэффициент неодновременности β равен 0,85...0,95. Запас при определении максимального расхода и коэффициент β в рамках приведенных интервалов снижаются при увеличении числа потребителей в сети; при наличии потребителей с большими расходами они увеличиваются.

Количественные потери $Q_{\text{пот}}$ состоят из утечек воздуха в воздуховодах сети $Q_{\text{пот}}^{\text{с}}$, в основном происходящих во фланцевых соединениях, и утечек в месте присоединения к сети потребителей $Q_{\text{пот}}^{\text{нр}}$ из-за негерметичности соединений (причем эти утечки происходят у всех подключенных потребителей, в том числе и неработающих):

$$Q_{\text{пот}} = \sum Q_{\text{пот } i}^{\text{с}} + n Q_{\text{пот}}^{\text{нр}}; \quad (4.10)$$

$$Q_{\text{пот } i}^{\text{с}} = (1 \dots 1,3) 10^{-10} L_i p_i, \text{ м}^3/\text{с}; \quad (4.11)$$

$$Q_{\text{пот}}^{\text{нр}} = 1,3 \cdot 10^{-8} p_{\text{п}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (4.12)$$

где $\Sigma Q_{\text{пот } i}^c$ – сумма утечек по всем участкам сети; L_i – длина участка трубопровода, м; p_i – среднее избыточное давление на участке воздухопровода, Па; $p_{\text{п}}$ – избыточное давление в месте присоединения потребителя, Па; n – общее число подсоединенных потребителей.

В среднем реальные общие количественные потери воздуха составляют 20...25% от производительности компрессорной станции, при давлении 8 атм на 1000 м воздухопровода теряется до 0,1 м³/с (5 м³/мин) воздуха.

Так как потери зависят от давления воздуха в сети, перед их расчетом необходимо оценить давление, развиваемое компрессорной станцией, и потери давления на участках сети.

4.6. РАСЧЕТ ВОЗДУХОПРОВОДНОЙ СЕТИ

Давление $p_{\text{кс}}$, до которого необходимо сжимать воздух в компрессорной станции, определяется из давления, необходимого потребителям $p_{\text{п}}$ и потерь давления в сети Δp :

$$p_{\text{кс}} = p_{\text{п}} + \Delta p. \quad (4.13)$$

При расчете давления необходимо учитывать, что у потребителей $p_{\text{п}}$ часто указывается избыточное давление $p_{\text{п}}$, тогда как давление $p_{\text{кс}}$ после компрессора – абсолютное.

Качественные потери Δp происходят из-за преодоления гидравлического сопротивления сети Δp_c и снижения давления Δp_T при охлаждении сжатого воздуха:

$$\Delta p = \Sigma \Delta p_{c_i} + \Delta p_T. \quad (4.14)$$

Гидравлическое сопротивление участка 1–2 при движении по трубам сжимаемой среды (от точки 1 к точке 2) выражается уравнением

$$p_1^2 - p_2^2 = 1,62 \lambda \frac{Q_0^2}{d^5} L \frac{T}{T_0} \rho_0 p_0 z (1 + k_{\text{пот}}), \quad (4.15)$$

где p_1 и p_2 – абсолютное давление в начале и конце участка, Па; λ – коэффициент трения; Q_0 – расход среды при нормальных условиях, м³/с; d – внутренний эквивалентный диаметр, м; L – длина участка, м; T и T_0 – температура среды и температура при нормальных условиях, К; ρ_0 – плотность среды при нормальных условиях, кг/м³; p_0 – давление в нормальных условиях, Па; z – коэффициент сжимаемости газов; $k_{\text{пот}}$ – коэффициент потерь на местные сопротивления, 0,05...0,1.

Коэффициент сопротивления для воздухопровода может быть определен по формуле Шевелева

$$\lambda = \frac{0,021}{d^{0,3}}, \quad (4.16)$$

обычно $\lambda = 0,03 \dots 0,05$.

Подставив в уравнение (4.15) коэффициент сопротивления и характеристики воздуха, получаем упрощенное уравнение

$$p_1^2 - p_2^2 = 4800 \frac{Q_0^2}{d^{5,3}} L, \quad (4.17)$$

отсюда по известным давлениям на одном конце участка (p_1 или p_2) можно найти потери давления:

$$\Delta p_c = \sqrt{p_2^2 + 4800 \frac{Q_0^2}{d^{5,3}} L} - p_2; \quad (4.18)$$

$$\Delta p_c = p_1 - \sqrt{p_1^2 - 4800 \frac{Q_0^2}{d^{5,3}} L}. \quad (4.19)$$

Если сопротивление участка незначительное (менее 25 кПа, что составляет менее 3% от давления 8 кгс/см^2 , характерного для заводских воздухопроводных сетей), сжимаемость воздуха можно не учитывать и сопротивление рассчитывать по формуле гидравлического сопротивления

$$\Delta p_c = \lambda \frac{L}{d_3} \frac{v^2}{2} \rho (1 + k_{\text{пот}}), \quad (4.20)$$

которая после преобразований примет вид

$$\Delta p_c = 2400 \frac{L Q_0^2}{d^{5,3} p}, \quad (4.21)$$

где p – среднее давление сжатого воздуха на участке, Па.

Тепловые потери Δp_T происходят из-за охлаждения воздуха в сети. Для протяженной сети температуру воздуха в сети можно принять равной температуре окружающей среды, поэтому потери можно считать происходящими на выходе из компрессорной станции. Снижение дав-

ления при охлаждении газа рассчитывается по уравнению политропного процесса:

$$\frac{p}{p_{\text{кк}}} = \left(\frac{T_0}{T_{\text{кк}}} \right)^{\frac{n}{n-1}}, \quad (4.22)$$

где $p_{\text{кк}}$ и $T_{\text{кк}}$ – давление и температура воздуха после компрессорной станции; T_0 – температура окружающей среды; p – давление газа с учетом тепловых потерь; n – показатель политропы охлаждения (которую можно принять равной 1,6). Отсюда

$$\Delta p_{\text{т}} = p_{\text{кк}} - p = p_{\text{кк}} \left[1 - \left(\frac{T_0}{T_{\text{кк}}} \right)^{\frac{n}{n-1}} \right]. \quad (4.23)$$

В среднем после конечных холодильников температура сжатого воздуха на 25° выше температуры окружающей среды, что при охлаждении дает потери давления до 10...15%.

Диаметр воздухопровода. Для определения потерь необходимо знать диаметр воздухопровода. Эту величину можно определить из экономического расчета по условию минимального значения приведенных затрат. Порядок расчета при этом следующий:

- 1) задается диаметр трубы;
- 2) рассчитывается стоимость воздухопровода;
- 3) определяется сопротивление воздухопровода;
- 4) рассчитывается мощность компрессора при сжатии газа до давления на входе в воздухопровод, затем мощность с учетом дополнительного давления на преодоление сопротивления воздухопровода, разность этих мощностей и будет являться дополнительными затратами на преодоление сопротивления;
- 5) рассчитывается стоимость электроэнергии для дополнительной мощности;
- 6) по стоимости воздухопровода и электроэнергии рассчитываются приведенные затраты;
- 7) расчет повторяется для различного диаметра труб и выбирается вариант с наименьшими приведенными затратами.

В отличие от систем водоснабжения, потребление сжатого воздуха характеризуется большой неравномерностью, и с максимальной производительностью сеть работает в течение небольшого промежутка времени. Поэтому определение оптимального диаметра воздухопровода отличается значительной неточностью, и на практике диаметр принимают по рекомендуемым скоростям воздуха (табл. 4.5).

Скорость сжатого воздуха

Давление сжатого воздуха, МПа	Максимально допустимая фактическая скорость воздуха, м/с
До 0,6	20 (оптимальная 12 ... 15)
0,6 ... 1	15
1 ... 2	10
2 ... 3	8
3 ... 10	6
Более 10	3,5
Всасывающий воздуховод	10

Внутренний диаметр воздухопровода $d_{\text{вн}}$ рассчитывается по выражению

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 Q_0 p_0 T}{\pi v p T_0}}, \quad (4.24)$$

где Q_0 – подача компрессора при нормальных условиях, м³/с; v – фактическая скорость воздуха, м/с; p_0 и p – абсолютные давления при нормальных условиях и сжатого воздуха; T_0 и T – абсолютные температуры при нормальных условиях и сжатого воздуха.

Если принять в качестве нормальных условий давление 760 мм рт. ст. (101,3 кПа) и температуру воздуха, равную температуре окружающей среды, формула упрощается:

$$d_{\text{вн}} = 360 \sqrt{\frac{Q_0}{p v}}. \quad (4.25)$$

Толщина стенки труб s

$$s = 7 d_{\text{вн}} \frac{p}{\sigma}, \quad (4.26)$$

где p – избыточное давление сжатого воздуха; σ – допускаемое напряжение на разрыв стенки, размерность одинаковая с давлением p , обычно принимают $\sigma = 323,7$ МПа. После расчета толщины принимают запас 1 мм при толщине менее 6 мм и 18% от толщины при ее значении более 6 мм, и полученное значение округляют в большую сторону до ближайшего стандартного значения, (табл. 4.6).

По рассчитанному внутреннему диаметру и толщине выбирают стандартный диаметр трубопроводов (табл. 4.6). Также для воздуха с избыточным давлением до 0,6 МПа разрешается изготавливать воздухопроводы диаметром 400...1400 мм путем сварки труб из листовой стали.

Таблица 4.6

Внутренний диаметр труб из стали 20, мм

$d_{нар}$ мм	Толщина стенки, мм																	
	2	3	3,5	4	4,5	5	6	7	8	9	10	13	14	15	16	17	19	22
16	12	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
25	21	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
28	-	22	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
32	28	26	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
38	34	32	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
57	-	51	50	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
76	-	70	69	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
89	-	83	-	81	-	-	77	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
108	-	-	101	-	99	-	96	-	92	-	-	-	-	-	-	-	-	-
133	-	-	126	-	-	123	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
159	-	-	-	-	150	-	-	145	-	141	-	-	-	-	-	-	-	-
219	-	-	-	-	-	-	207	-	-	201	-	193	-	-	-	-	-	-
273	-	-	-	-	-	-	261	-	-	-	253	-	-	-	241	-	-	-
325	-	-	-	-	-	-	313	-	-	-	-	299	-	-	-	-	287	-
377	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	351	-	-	-	-	-	-
426	-	-	-	-	-	-	-	412	-	-	-	-	398	396	-	-	-	-
465	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	433	-	-	-
478	-	-	-	-	-	-	-	464	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
530	-	-	-	-	-	-	-	516	514	-	-	-	-	-	-	-	-	-
630	-	-	-	-	-	-	-	-	614	-	-	-	-	-	-	596	-	-
720	-	-	-	-	-	-	-	-	704	-	-	-	-	-	-	-	-	676
820	-	-	-	-	-	-	-	-	-	802	800	-	-	-	-	-	-	-
1020	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1000	-	992	-	-	-	-	-
1220	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1200	-	1192	-	-	-	-	-
1420	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1392	-	-	-	-	-

Методика расчета воздухопроводной сети имеет следующий вид.

1. Сеть разбивается на участки с одинаковым расходом воздуха.
2. Рассчитываются расходы воздуха в точке подсоединения потребителей к сети $Q_{ср i}$.
3. Задается предварительное распределение потерь давления по участкам (допускается падение давления не более 0,06...0,07 МПа на 1000 м воздухопровода), рассчитываются среднее давление на участках и количественные потери воздуха по участкам.
4. Определяется средний расход воздуха на участках с учетом потерь.

5. По расходу воздуха определяются диаметры воздухопроводов на участках (согласно номенклатуре воздухопроводных труб).

6. По наиболее протяженной линии от компрессорной станции до потребителей рассчитываются максимальные потери давления в сети и по ним – давление на входе в сеть. Если максимальные потери больше 0,15 МПа, диаметры воздухопроводов увеличивают.

7. Рассчитывается сопротивление остальных участков, по ним и по давлению на компрессорной станции определяют давление у потребителей. Если оно отличается более чем на 2% от заданного, корректируют диаметры воздухопроводов соответствующих участков и пересчитывают сопротивление участков и давление воздуха у потребителей.

8. Уточняют средние давления воздуха на участках и количественные потери воздуха. Если они отличаются от принятых более чем на 25%, расчет повторяется, начиная с пункта 4. Определяют производительность компрессорной станции $Q_{кc}$ и необходимое давление на входе в сеть $p_{кc}$.

4.7. ПРИМЕР РАСЧЕТА ВОЗДУХОПРОВОДНОЙ СЕТИ

Цель расчета: определить расход воздуха в сети, диаметры воздухопроводов, потери давления и количественные потери воздуха в сети, производительность и развиваемое давление компрессорной станции.

Исходные данные

Годовой выпуск продукции $G_{год} = 1\ 000\ 000$ т/год.

Среднее атмосферное давление $p_{ат} = 101\ 300$ Па.

Средняя температура окружающего воздуха $T_0 = 273$ К.

Требуемое избыточное давление сжатого воздуха у потребителей $p_{изб} = 6$ кгс/см² (588 600 Па).

Потребители сжатого воздуха на предприятии представлены в табл. 4.7 и 4.8, а их расположение – на рис. 4.8.

Таблица 4.7

Технологические потребители сжатого воздуха

№ п/п	Потребитель	Норма расхода $q_{вд\ i}$, м ³ /т	Время работы $\tau_{раб\ i}$, ч/год
1	Цех упаковки	44	5760
2	Цех помола	80	8760
3	Сырьевой цех	26	8760

Силловые потребители сжатого воздуха

№	Потребитель	Количество n_{ci}	Норма расхода при непрерывно работающем оборудовании $q_{нi}, \text{ м}^3/\text{мин}$
1	Пресс штамповочный	5	22
2	Молот штамповочный	8	12
3	Подъемник	6	10
4	Сопло обдучное	2	3,5

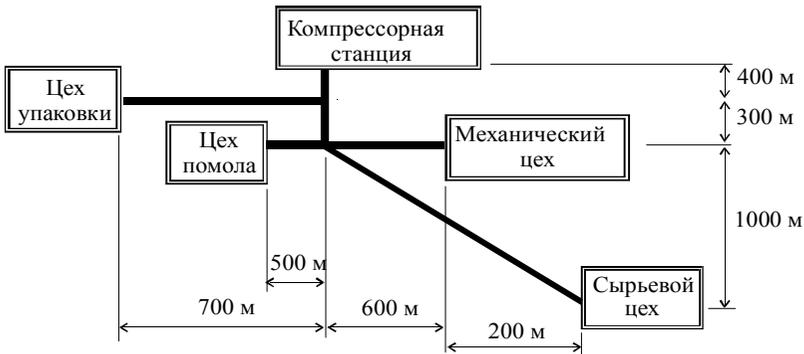


Рис. 4.8. Расположение потребителей сжатого воздуха

1. Схема воздухопроводной сети

Составим расчетную схему воздухопроводной сети (рис. 4.9), выделив компрессорную станцию (точка 0), места подключения потребителей (точки 1, 2, 3 и 4) и узлы сети (точки 5 и 6). В результате сеть будет состоять из шести участков $a, b, в, г, д, е$.

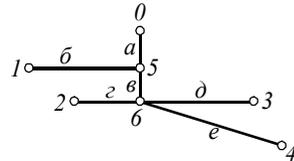


Рис. 4.9. Схема воздухопроводной сети

2. Расчет расхода воздуха у потребителей

Так как суммарный расход воздуха в цехах упаковки, помола и в сырьевом цехе известны, для расчета среднего расхода воздуха применяем упрощенную методику. Всех трех потребителей можно отнести к технологическим, то есть к пневмоприемникам. В известных нормах расхода $q_{удi}$ для них уже учтены неравномерность работы оборудования и его износ.

Средний расход воздуха в цехе упаковки

$$Q_{\text{ср1}}^{\text{техн}} = \frac{q_{\text{уд1}} \cdot G_{\text{год}}}{3600 \cdot \tau_{\text{раб1}}} = \frac{44 \cdot 1\,000\,000}{3600 \cdot 5760} = 2,122 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Средний расход воздуха в цехе помола

$$Q_{\text{ср2}}^{\text{техн}} = \frac{q_{\text{уд2}} \cdot G_{\text{год}}}{3600 \cdot \tau_{\text{раб2}}} = \frac{80 \cdot 1\,000\,000}{3600 \cdot 8760} = 2,537 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Средний расход воздуха в сырьевом цехе

$$Q_{\text{ср3}}^{\text{техн}} = \frac{q_{\text{уд3}} \cdot G_{\text{год}}}{3600 \cdot \tau_{\text{раб3}}} = \frac{26 \cdot 1\,000\,000}{3600 \cdot 8760} = 0,824 \text{ м}^3/\text{с}.$$

В механическом цехе установлено разнотипное силовое оборудование (или пневмоинструменты). Поэтому средний расход воздуха для него определяем по уточненной методике. Для каждого инструмента определяем коэффициенты загрузки $k_{\text{загр } i}$, одновременности $k_{\text{одн } i}$ и износа $k_{\text{изн } i}$ (табл. 4.9).

Таблица 4.9

Коэффициенты пневмоинструментов

№	Инструмент	$k_{\text{загр } i}$	$k_{\text{одн } i}$	$k_{\text{изн } i}$	$k_{\text{загр } i} \cdot k_{\text{одн } i} \cdot k_{\text{изн } i}$
1	Пресс штамповочный	0,6	0,81	1,2	0,58
2	Молот штамповочный	0,6	0,73	1,2	0,53
3	Подъемник	0,6	0,78	1,2	0,56
4	Сопло обдувочное	0,6	0,90	1,2	0,65

Средний расход воздуха в механическом цехе

$$Q_{\text{ср1}}^{\text{сил}} = \sum q_{n i} \cdot k_{\text{загр } i} \cdot k_{\text{одн } i} \cdot k_{\text{изн } i} \cdot n_i = 22 \cdot 0,58 \cdot 5 + 12 \cdot 0,53 \cdot 8 + 10 \cdot 0,56 \cdot 6 + 3,5 \cdot 0,65 \cdot 2 = 152,83 \text{ м}^3/\text{мин} = 2,547 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Суммарный средний расход воздуха у потребителей

$$Q_{\text{ср}} = Q_{\text{ср1}}^{\text{техн}} + Q_{\text{ср2}}^{\text{техн}} + Q_{\text{ср3}}^{\text{техн}} + Q_{\text{ср1}}^{\text{сил}} = 2,122 + 2,537 + 0,824 + 2,547 = 8,030 \text{ м}^3/\text{с}.$$

3. Расчет количественных потерь воздуха в сети

Для расчета потерь необходимо знать среднее давление воздуха.

Предварительно задаем падение давления 50 Па/м. Для расчета потерь воздуха в воздухопроводе определяем длину участков L , длину воздухопроводных линий от каждого потребителя к компрессорной станции и потери давления в этих линиях (табл. 4.10).

Таблица 4.10

Предварительные потери давления в линиях от компрессорной станции к потребителям

Линия	Длина, м	Потери давления, Па
0-1	1 100	55 000
0-2	1 200	60 000
0-3	1 300	65 000
0-4	1 981	99 050

Самое большое сопротивление у линии 0-4. Принимаем это сопротивление для всех линий и распределяем потери давления по участкам. Для этого первоначально определяем потери давления на общих для всех линий участках *a* и *в*. Их длина составляет 400 и 300 м, а потери давления соответственно 20 000 и 15 000 Па. Затем определяем сопротивление остальных участков, избыточное давление на их входе и выходе (по сопротивлению и заданному давлению у потребителей), среднее избыточное давление на участке (табл. 4.11).

Таблица 4.11

Среднее давление на участках

Участок	Потери давления, Па	Давление в конце участка, Па	Давление на входе в участок, Па	Среднее давление, Па
<i>a</i> (0-5)	20 000	667 650	687 650	677 650
<i>б</i> (5-1)	99 050-20 000=79 050	588 600	667 650	628 125
<i>в</i> (5-6)	15 000	652 650	667 650	660 150
<i>д</i> (6-3)	99 050-15 000-20 000=64 050	588 600	652 650	620 625
<i>з</i> (6-2)	99 050-15 000-20 000=64 050	588 600	652 650	620 625
<i>е</i> (6-4)	99 050-15 000-20 000=64 050	588 600	652 650	620 625

Примем следующие коэффициенты потерь воздуха:

– для утечки в воздухопроводах сети: $1,2 \cdot 10^{-10}$;

– для потерь в месте присоединения потребителей: $1,3 \cdot 10^{-8}$.

Для участка *a* потери воздуха

$$Q_{\text{пот. } a}^c = 1,2 \cdot 10^{-10} \cdot L \cdot p = 1,2 \cdot 10^{-10} \cdot 400 \cdot 677650 = 0,0325 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расчет потерь на остальных участках сведем в табл. 4.12.

Потери воздуха в сети

Участок	Длина, м	Среднее давление, Па	Потери воздуха, м ³ /с
<i>a</i> (0–5)	400	677 650	0,033
<i>б</i> (5–1)	700	628 125	0,053
<i>в</i> (5–6)	300	660 150	0,024
<i>д</i> (6–3)	500	620 625	0,037
<i>з</i> (6–2)	600	620 625	0,045
<i>е</i> (6–4)	1281	620 625	0,095
Всего	–	–	0,287

Потери в месте присоединения потребителей рассчитаем только для механического цеха, так как для технологических потребителей они уже учтены в нормах расхода.

$$Q_{\text{пот}}^{\text{пп}} = 1,3 \cdot 10^{-8} \cdot p_a \cdot (n_1 + n_2 + n_3 + n_4) = \\ = 1,3 \cdot 10^{-8} \cdot 588\,600 \cdot (5 + 8 + 6 + 2) = 0,002 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Суммарные количественные потери воздуха

$$Q_{\text{пот}} = Q_{\text{с}}^{\text{пп}} + Q_{\text{пот}}^{\text{пп}} = 0,287 + 0,002 = 0,289 \text{ м}^3/\text{с}.$$

4. Средний расход воздуха на участках с учетом потерь

Расход воздуха в узлах сети

Точка 1: $Q_1 = Q_{\text{ср1}}^{\text{техн}} = 2,122 \text{ м}^3/\text{с}.$

Точка 2: $Q_2 = Q_{\text{ср2}}^{\text{техн}} = 2,537 \text{ м}^3/\text{с}.$

Точка 3: $Q_3 = Q_{\text{ср3}}^{\text{техн}} = 0,824 \text{ м}^3/\text{с}.$

Точка 4: $Q_4 = Q_{\text{ср4}}^{\text{сил}} + Q_{\text{пот}}^{\text{пп}} = 2,547 + 0,002 = 2,549 \text{ м}^3/\text{с}.$

Точка 6: $Q_6 = Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_{\text{пот. з}}^{\text{с}} + Q_{\text{пот. д}}^{\text{с}} + Q_{\text{пот. е}}^{\text{с}} = \\ = 2,537 + 0,824 + 2,549 + 0,037 + 0,045 + 0,095 = 6,087 \text{ м}^3/\text{с}.$

Точка 5: $Q_5 = Q_1 + Q_6 + Q_{\text{пот. б}}^{\text{с}} + Q_{\text{пот. в}}^{\text{с}} = \\ = 2,122 + 6,087 + 0,053 + 0,024 = 8,286 \text{ м}^3/\text{с}.$

Точка 0 (вход в сеть): $Q_0 = Q_5 + Q_{\text{пот. а}}^{\text{с}} = 8,286 + 0,033 = 8,319 \text{ м}^3/\text{с}.$

Средний расхода воздуха на участках:

$$Q_e = Q_{\text{ср4}}^{\text{сил}} + 0,5 \cdot Q_{\text{пот. e}}^c + Q_{\text{пот}}^{\text{ип}} = 2,547 + 0,5 \cdot 0,095 + 0,002 = 2,597 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$Q_d = Q_{\text{ср3}}^{\text{техн}} + 0,5 \cdot Q_{\text{пот. d}}^c = 0,824 + 0,5 \cdot 0,045 = 0,847 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$Q_z = Q_{\text{ср2}}^{\text{техн}} + 0,5 \cdot Q_{\text{пот. z}}^c = 2,537 + 0,5 \cdot 0,037 = 2,556 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$Q_6 = Q_6 + 0,5 \cdot Q_{\text{пот. 6}}^c = 6,087 + 0,5 \cdot 0,024 = 6,099 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$Q_b = Q_{\text{ср1}}^{\text{техн}} + 0,5 \cdot Q_{\text{пот. b}}^c = 2,122 + 0,5 \cdot 0,053 = 2,149 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$Q_a = Q_5 + 0,5 \cdot Q_{\text{пот. a}}^c = 8,286 + 0,5 \cdot 0,033 = 8,303 \text{ м}^3/\text{с}.$$

5. Определение диаметра воздухопровода

Диаметр воздухопровода на участках определяем по расходу воздуха, его давлению и принимаемой оптимальной скорости воздуха. Рассмотрим участок *a*.

Средний расход воздуха (при нормальных условиях):

$$Q_0 = 8,303 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Среднее избыточное давление воздуха:

$$p = 677 \text{ 650 Па} = 0,68 \text{ МПа}.$$

Среднее абсолютное давление воздуха:

$$p' = 677 \text{ 650} + 101 \text{ 300} = 778 \text{ 950 Па} = 0,78 \text{ МПа}.$$

По давлению принимаем оптимальную скорость воздуха $v = 9 \text{ м/с}$, задавая ее в размере 60 % от максимально допустимой скорости.

Внутренний расчетный диаметр воздухопровода

$$d = 360 \sqrt{\frac{Q_0}{p'v}} = 360 \sqrt{\frac{8,303}{778 \text{ 950} \cdot 9}} = 0,392 \text{ м} = 392 \text{ мм}.$$

Толщину стенки определяем по допускаемому напряжению на разрыв $\sigma = 323,7 \text{ МПа}$:

$$s = \frac{7d \cdot p}{\sigma} = \frac{7 \cdot 0,392 \cdot 0,68}{323,7} = 0,0066 \text{ м} = 6,6 \text{ мм}.$$

Принимаем запас 18%. Окончательно толщина стенки 8 мм и внешний диаметр трубы 408 мм. Внешний диаметр труб по стандарту может быть 16, 25, 28, 32, 38, 57, 76, 89, 108, 133, 159, 219, 273, 325, 377, 426, 465, 478, 530, 630, 720, 820, 1020, 1220, 1420 мм. Выбираем ближайший больший диаметр 426 мм.

Для остальных участков результаты расчетов представлены в табл. 4.13.

Таблица 4.13

Диаметр участков воздухопровода

Участок	Средние		Принимае- мая скорость воздуха м/с	Расчетные		Принимае- емый внешний диаметр, мм
	расход, м ³ /с	избыточ- ное давление, Па		внутрен- ний диаметр, мм	толщина стенки, мм	
<i>a</i> (0–5)	8,303	677 650	9	392	7	426
<i>б</i> (5–1)	2,149	628 125	9	206	4	219
<i>в</i> (5–6)	6,099	660 150	9	340	6	377
<i>д</i> (6–3)	2,556	620 625	9	226	5	273
<i>е</i> (6–2)	0,847	620 625	9	130	3	159
<i>е</i> (6–4)	2,597	620 625	9	228	5	273

6. Расчет сопротивления участков

Самой протяженной является линия 0–4. По принятому диаметру труб и расходам воздуха определяем сопротивление этой линии. Расчет начинаем вести от места подключения потребителей, то есть от точки с заданным давлением. Для расчета сопротивления воспользуемся упрощенным уравнением, учитывающим расчет коэффициента сопротивления по формуле Шевелева и характеристики воздуха.

Сопротивление участка *e* (*p* – избыточное давление на конце участка)

$$\Delta p_c = \sqrt{(p + p_{ат})^2 + \frac{4800 \cdot L \cdot Q_0^2}{d^{5,3}}} - (p + p_{ат}) =$$

$$= \sqrt{(588\,600 + 101\,300)^2 + \frac{4800 \cdot 1281 \cdot 2,597^2}{(0,273 - 2 \cdot 0,005)^{5,3}}} -$$

$$- (588\,600 + 101\,300) = 34\,781 \text{ Па.}$$

Аналогично рассчитываем сопротивление остальных участков, принимая давление в конце участка по результатам расчета следующего участка. Результаты расчета заносим в табл. 4.14.

Таблица 4.14

Сопротивление участков линии *e* (0–4)

Участок	Давление в конце, Па	Сопротивление участка, Па	Избыточное давление в начале, Па
<i>e</i> (6–4)	588 600	34 781	588 600 + 34 781 = 623 381
<i>в</i> (5–6)	623 381	7 678	623 381 + 7 678 = 631 059
<i>a</i> (0–5)	631 059	9 866	631 059 + 9 866 = 640 925
Всего		52 325	

Суммарные потери давления на участке – 0,05 МПа, что не превышает допустимых потерь в 0,15 МПа (если бы это условие не соблюдалось, необходимо было бы увеличить диаметры труб на участках для снижения сопротивления до допустимого и заново рассчитать сопротивление участков и линии). Таким образом, избыточное давление на входе в сеть p_0 должно быть 640 925 Па.

По этому давлению, идя теперь от точки входа в сеть, рассчитываем сопротивление остальных участков, используя имеющиеся давления на входе в участок. Формула для расчета сопротивления имеет вид

$$\Delta p_c = (p + p_{ат}) - \sqrt{(p + p_{ат})^2 - \frac{4800 \cdot L \cdot Q_0^2}{d^{5,3}}},$$

где p – избыточное давление на входе в участок

Также для точек подсоединения потребителей оцениваем отклонение полученного давления от заданного. Результаты заносим в табл. 4.15.

Таблица 4.15

Сопротивление участков

Участок	Избыточное давление в начале, Па	Сопротивление участка, Па	Избыточное давление в конце, Па	Отклонение от заданного давления у потребителей, %
<i>a</i> (0–5)	640 925	9 866 (из табл. 4.14)	631 059	–
<i>b</i> (5–1)	631 059	41 578	589 481	0,1
<i>в</i> (5–6)	631 059	7 678 (из табл. 4.14)	623 381	–
<i>д</i> (6–3)	623 381	12 951	610 430	3,7 (>2)
<i>з</i> (6–2)	623 381	30 504	592 877	0,7
<i>е</i> (6–4)	623 381	34 781 (из табл. 4.14)	588 600	–

Для потребителей, у которых отклонение давления от заданного превышает 2%, изменяем диаметр труб для обеспечения заданного давления. Для этого определяем необходимое сопротивление участков, по нему рассчитываем диаметр труб по формуле

$$d = \sqrt[5,3]{\frac{4800 \cdot Q_0^2 \cdot L}{\Delta p [2(p + p_{ат}) - \Delta p]}},$$

где Δp – заданное сопротивление участка; p – избыточное давление на выходе из участка.

В результате давление у потребителей должно получиться не меньше заданного. В противном случае необходимо увеличивать диаметр участков до обеспечения этого условия или, если это сделать невозможно, предусмотреть у потребителей устройство для регулирования давления.

Результаты подбора диаметра труб заносим в табл. 4.16.

Таблица 4.16

Уточнение диаметра труб

Участок	Избыточное давление на входе, Па	Требуемое избыточное давление на выходе, Па	Требуемое сопротивление, Па	Расчетные внутренний диаметр и толщина стенки, мм	Стандартный внешний диаметр, мм
<i>b</i> (5-1)	–	–	–	–	–
<i>z</i> (6-2)	623 381	588 600	34 781	220 x 4	273
<i>d</i> (6-3)	–	–	–	–	–
<i>e</i> (6-4)	–	–	–	–	–

Как видно из табл. 4.16, ни один из диаметров изменить не удалось, так как они не могут задаваться произвольно, а используются только стандартные значения (если бы диаметр труб изменить удалось, необходимо было бы заново рассчитать сопротивление участка и давление у потребителей).

Далее по рассчитанным давлениям определяются среднее давление и потери воздуха на участках (табл. 4.17) и сравниваются с принятыми ранее значениями (приведенными в табл. 4.12).

Таблица 4.17

Потери воздуха

Участок	Избыточное давление, Па			Потери воздуха, м ³ /с		Отклонение, %
	на входе	на выходе	среднее	текущие	принятые	
<i>a</i> (0-5)	640 925	631 059	635 992	0,031	0,033	6
<i>b</i> (5-1)	631 059	589 481	610 270	0,051	0,053	4
<i>в</i> (5-6)	631 059	623 381	627 220	0,023	0,024	4
<i>d</i> (6-3)	623 381	610 430	616 906	0,037	0,037	0
<i>z</i> (6-2)	623 381	592 877	608 129	0,044	0,045	2
<i>e</i> (6-4)	623 381	588 600	605 991	0,093	0,095	2

Количественные потери воздуха отличаются не более чем на 6%, поэтому оставляем принятые ранее потери. При отличии более чем 25% было бы необходимо пересчитать средние расходы воздуха на участках, диаметры воздухопровода и сопротивления участков.

Результаты расчета воздухопроводной сети приведены на рис. 4.10.

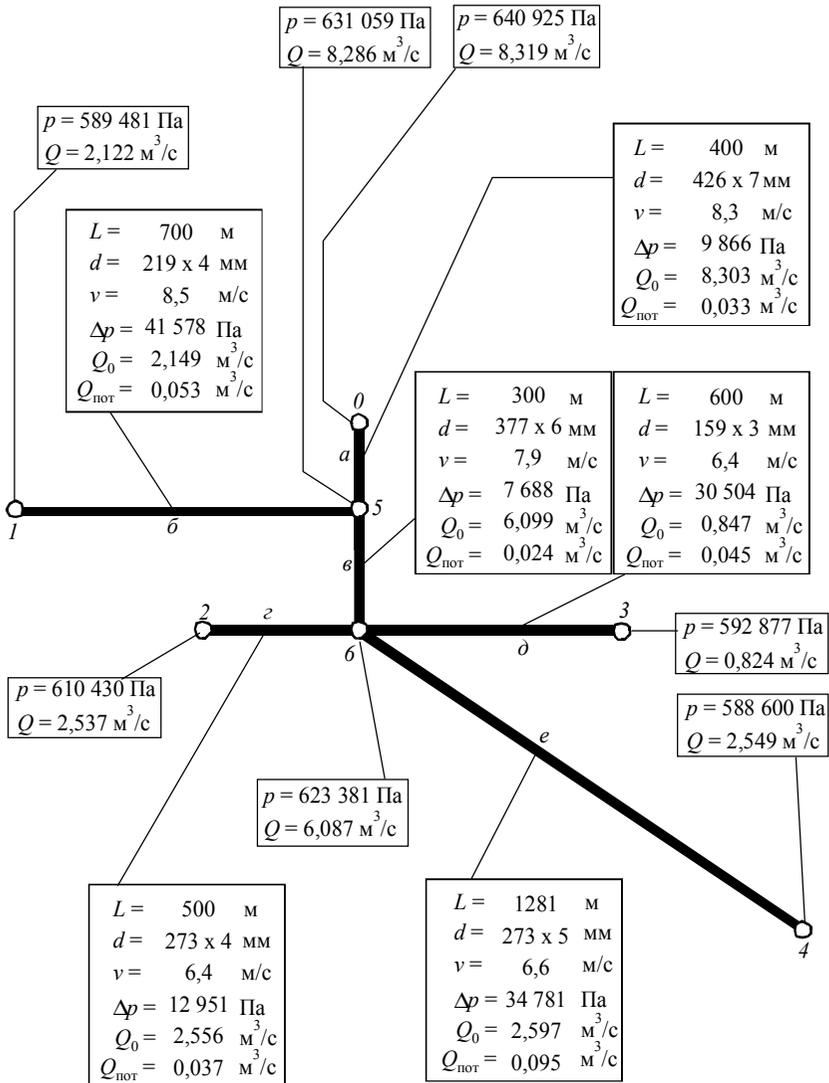


Рис. 4.10. Результаты расчета воздухопроводной сети

7. Расчет производительности компрессорной станции

Принимаем запас по производительности 20 % и коэффициент неодновременности $\beta = 0,9$.

Максимальный расход воздуха на компрессорной станции

$$Q_{\text{макс}} = 1,2 \cdot Q_{\text{ср}} + Q_{\text{пот}} = 1,2 \cdot 8,03 + 0,289 = 9,93 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Производительность компрессорной станции

$$Q_{\text{кк}} = \beta \cdot Q_{\text{макс}} = 0,9 \cdot 9,93 = 8,94 \text{ м}^3/\text{с} = 536 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Примем, что после конечного холодильника компрессоров воздух выходит с температурой на $\Delta T = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, превышающей температуру окружающей среды. Потери давления при $T_0 = 273 \text{ K}$:

$$\frac{p_0}{p_{\text{кк}}} = \left(\frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \right)^{n/(n-1)} = \left(\frac{273}{273 + 15} \right)^{1,6/(1,6-1)} = 0,87.$$

Отсюда избыточное давление, которое должна развивать компрессорная станция

$$p_{\text{кк}} = \frac{640\,925 + 101\,300}{0,87} - 101\,300 = 751\,832 \text{ Па} = 7,7 \text{ кгс/см}^2.$$

5. ОБОРУДОВАНИЕ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ

5.1. ВЫБОР КОМПРЕССОРОВ СИСТЕМЫ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ

Выбор компрессоров производится после расчета воздухопроводной сети по требуемой подаче $Q_{\text{кк}}$ и развиваемому давлению $p_{\text{кк}}$ (табл. 2.1, 3.2). При выборе следует придерживаться следующих рекомендаций.

Все компрессоры, работающие на одну сеть, должны быть рассчитаны на одинаковое конечное давление. Давление после поршневого компрессора равно давлению в сети, поэтому в системах воздухоснабжения могут использоваться поршневые компрессоры, рассчитанные на большее давление, чем требуется (при этом необходимо пересчитать потребляемую компрессором мощность на рабочие характеристики). Но превышение должно быть небольшое, так как оно прямо влияет на перерасход электроэнергии, потребляемой компрессором.

Давление динамических компрессоров зависит от подачи, поэтому их следует выбирать по графическим характеристикам или, если характеристик нет, использовать только те компрессоры, номинальные подачи и давления которых точно совпадают с требуемыми.

Число компрессоров зависит от неравномерности нагрузки. Чем она выше, тем большее количество компрессоров меньшей производительности надо устанавливать. Оптимальное количество компрессоров в компрессорной станции – четыре. Более 8...12 компрессоров устанавливать экономически невыгодно, так как это сильно увеличивает размеры здания и затрудняет обслуживание компрессоров.

Так как производительность компрессорной станции рассчитывается по максимально длительной нагрузке, то в ней уже учтен резерв на случай повышенного потребления воздуха. Но дополнительно к выбранным компрессорам устанавливается один резервный на случай механических поломок или ремонта основного оборудования.

Для выбора наиболее оптимального варианта составляются несколько вариантов с компрессорами разной производительности и производится технико-экономический расчет с определением годовых приведенных затрат E :

$$E = TЗ + 0,15 KЗ. \quad (5.1)$$

Капитальные затраты ($KЗ$) включают затраты на основное и дополнительное оборудование, здание и фундаменты, систему оборотного водоснабжения для охлаждения компрессоров и стоимость монтажных работ.

К основному оборудованию относятся компрессоры и приводы-электродвигатели. Вспомогательное оборудование – пусковая аппаратура (20% от стоимости электродвигателей), промежуточные и концевые холодильники, фильтры, влагомаслоотделители, осушители воздуха, воздухооборники, арматура воздухопроводов (стоимость арматуры составляет 5% от стоимости компрессоров), транспортное оборудование и кран-балка.

Стоимость здания определяется по его объему. При расчете габаритов здания необходимо предусмотреть расстояние между компрессорами не менее 1,5 м, между рядами компрессоров – 2 м, между компрессорами и стеной – не менее 1,0 м, от верха компрессора до потолка – 3,5 м. Также в план здания включаются бытовые помещения (50...100 м²), вспомогательные помещения (10...20 м²), помещения для распределительного устройства и трансформаторов (до 50 м²), воздухозаборное устройство и помещения насосной станции. Средняя площадь

компрессорных станций в зависимости от их производительности приведена на рис. 5.1. Высота компрессорной станции обычно 6...8 м.

Стоимость фундаментов в среднем составляет 20% от стоимости горизонтального компрессора и 5% – от стоимости вертикального.

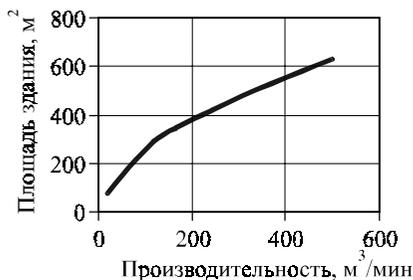


Рис. 5.1. Площадь зданий компрессорных станций

Затраты на систему охлаждения включают стоимость насосов и охлаждающего устройства, которым для станций небольшой производительности является брызгательный бассейн.

Амортизационные отчисления для компрессорных станций составляют 6...8 % от капитальных затрат:

$$C_a = (0,06...0,08) \cdot KЗ. \quad (5.2)$$

Текущие затраты (ТЗ) состоят из затрат на электроэнергию $Z_э$, заработную плату $Z_{зп}$, текущий ремонт Z_p , вспомогательные материалы и воду $Z_{вс}$ и амортизационных отчислений Z_a :

$$ТЗ = Z_э + Z_{зп} + Z_p + Z_{вс} + Z_a. \quad (5.3)$$

1. Затраты на потребляемую электроэнергию $Z_э$ включают стоимость электроэнергии, потребляемой компрессорами $Z_{эк}$ и плату за установленную мощность $Z_{эу}$:

$$Z_э = Z_{эк} + Z_{эу}; \quad Z_{эк} = \frac{Ц_э N m_p \tau_p}{1000 \eta_э \eta_n \eta_c}; \quad Z_{эу} = \frac{Ц_{э.уст} m N_э}{1000}, \quad (5.4)$$

где $Ц_э$ – стоимость 1 кВт·ч электроэнергии, руб.; $Ц_{э.уст}$ – ставка за 1 кВт установленной мощности; m – общее число установленных компрессоров; m_p – число работающих компрессоров (общее число m за исключением резервных); N – мощность на валу одного компрессора, Вт; $N_э$ – мощность электродвигателя, Вт; τ_p – число часов работы компрессоров в год; $\eta_э, \eta_n, \eta_c$ – КПД электродвигателя, передачи и электросети.

Если компрессоры работают с номинальными производительностью и давлением, мощность на валу N можно принять по их характеристикам, в противном случае мощность на валу одного компрессора

$$N = \frac{Ml}{\eta \eta_m}, \quad (5.5)$$

где $M = Q \rho$ – массовая подача компрессора; определяется как частное от деления общей производительности компрессорной станции $Q_{\text{кк}}$ на число рабочих компрессоров m_p ; плотность воздуха ρ принимается при условиях всасывания; η – КПД компрессора (адиабатный, изотермический, политропный); l – работа сжатия идеального процесса в соответствии с применяемым КПД; η_m – механический КПД.

2. Затраты на текущий ремонт оборудования и здания составляют в среднем 50% от амортизационных отчислений:

$$З_p = 0,5 \cdot З_a. \quad (5.6)$$

Расходы на ремонт ниже для тихоходных компрессоров и выше для быстроходных.

3. Затраты на вспомогательные материалы и работу системы охлаждения составляют в среднем 3% от стоимости электроэнергии:

$$З_{\text{всп}} = 0,03 \cdot З_э. \quad (5.7)$$

К вспомогательным материалам относится масло для смазки компрессоров и обтирочные материалы.

4. Затраты на заработную плату складываются из основной и дополнительной заработной платы персонала и начислений на заработную плату. На малых компрессорных станциях в смену работают 3...4 человека, на больших – 8 и более. Основная заработная плата – это сумма месячных окладов персонала МО, умноженная на 12 месяцев, дополнительная заработная плата (премии, отпускные) принимается в размере до 50% от основной, начисления на зарплату составляют 30% от фонда заработной платы, то есть $3/7$ ($\approx 42,9\%$) от основной и дополнительной заработной платы:

$$З_{\text{зп}} = (1 + 3/7) \cdot (1 + 0,5) \cdot 12 \cdot \Sigma \text{МО}. \quad (5.8)$$

После расчета капитальных и текущих затрат принимается вариант с наименьшими приведенными затратами E . После выбора варианта определяется мощность $N_{\text{факт}}$, фактически потребляемая одним компрессором, и годовая производительность компрессорной станции Q_{Γ} :

$$Q_{\Gamma} = 3600 \tau_p Q_{\text{кк}}, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (5.9)$$

затраты электроэнергии на производство 1 м³ воздуха Э_{уд}:

$$\mathcal{E}_{\text{уд}} = 3600 m_p N_{\text{факт}} / Q_{\text{кс}}, \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3 \quad (5.10)$$

и себестоимость 1 м³ воздуха C_{возд}:

$$C_{\text{возд}} = E / Q_r, \text{ руб}/\text{м}^3, \quad (5.11)$$

где Q_{кс} – производительность компрессорной станции, м³/с; τ_p – число часов работы в год; m_p – число работающих компрессоров.

5.2. ВОЗДУХОЗАБОРНОЕ УСТРОЙСТВО И ФИЛЬТРЫ ДЛЯ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА

Воздухозаборное устройство и фильтры для очистки воздуха предназначены для удаления из всасываемого воздуха пыли и других механических включений. Сжатие загрязненного воздуха сопровождается износом рабочих поверхностей и поршней компрессоров, образованию нагара, уменьшению герметичности клапанов.

Схема воздухозаборного устройства с рекомендуемыми высотой входных окон, размерами блоков фильтров и положения всасывающего трубопровода приведены на рис. 5.2.

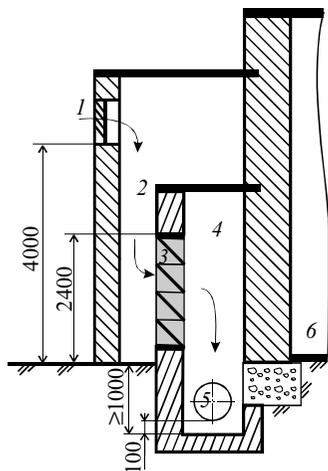


Рис. 5.2. Воздухозаборное устройство с воздушными фильтрами

1 – входное окно с жалюзи; 2 – пылеосадительная камера; 3 – ячейка масляного фильтра; 4 – фильтрационная камера; 5 – всасывающий воздухопровод; 6 – помещение компрессорной станции

Грубая очистка воздуха от частиц размером более 0,2 мм осуществляется в воздухозаборных устройствах. Для этого на входном канале воздухопровода устанавливается металлическая сетка или жалюзи, а само устройство выполняется в виде железобетонной пылеосадительной камеры.

Средняя и тонкая очистка (соответственно от частиц размером 0,01...0,1 мм и менее 0,01 мм) осуществляется в фильтрующих устройствах. Применяются фильтры следующих типов:

- масляные, представляющие резервуары, наполненные смоченным в масле наполнителем; эти фильтры характеризуются высокой степенью очистки от механических примесей и простотой регенерации (табл. 5.1);
- ячейковые, в которых фильтр выполнен из стали, винипласта или стекловолокна, смоченного маслом (табл. 5.2);
- матерчатые, в которых воздух проходит через слой ткани; в настоящее время применяются очень редко из-за высокой стоимости эксплуатации. Матерчатые фильтры рассчитаны на расход воздуха 5...33 м³/с, степень очистки для них составляет 80...95%, сопротивление – 50...20 Па, масса – 400...1000 кг.

Таблица 5.1

Характеристика масляных самоочищающихся фильтров*

Тип	Расход воздуха, м ³ /с	Площадь проходного сечения, м ²	Начальное сопротивление, Па	Степень очистки	Масса
<i>Грубой очистки (запыленность до 0,01 г/м³)</i>					
КТ-30	8,75	3,16	1000	90% для среднедисперсной пыли, 65% для мелкодисперсной пыли	620
КТ-40	11	3,94			650
КТ-60	17,5	6,31			925
КТ-80	22	7,86			1000
КТ-120	35	12,62			1100
КТ-160	44	17,76			1600
КТ-200	55	18,90			2100
КТ-250	70	23,64			2375
<i>Тонкой очистки</i>					
Ф2Ш1	5,6	1,87	70	70...80	630
Ф4Ш2	11	3,35			983
Ф6Ш3	16,5	6,10			1425
Ф8Ш4	22,3	7,20			1625
Ф12Ш5	33,3	11,10			2075

*Допустимая скорость воздуха до 3 м/с.

Характеристика ячеек фильтров*

Тип	Расход воздуха, м ³ /с	Площадь фильтрующей поверхности, м ²	Число ячеек	Начальное сопротивление, Па	Степень очистки	Масса ячейки, кг
Ф25 (ФяР, ФяУ)	0,43	0,22	1	40...60	до 80%	4400 (стекловолокно)
Ф50	0,8	0,44	2			5 800 (вини-пласт)
Ф100	1,7	0,88	4			5 400(сталь)

* Допустимая скорость воздуха 1...2 м/с.

Конструктивно ячейковые и масляные фильтры выполняются в виде ячеек, поставленных под углом к потоку воздуха (рис. 5.3).

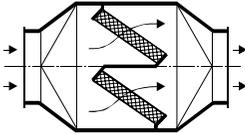


Рис. 5.3. Фильтр с двумя ячейками

Количество фильтров выбирается в соответствии с расходом воздуха компрессорной станции. Оно увеличивается с учетом запаса, учитывающего неравномерность подачи воздуха. Коэффициент запаса в зависимости от типа компрессора составляет:

для однопоршневого компрессора 3,14;
 для двухпоршневого или двухстороннего компрессора..... 1,57;
 для трехпоршневого компрессора 1,15;
 для роторных, винтовых и динамических компрессоров..... 1,0.

Масляные и ячейковые фильтры смачиваются винциновым маслом (состоящим из 60% цилиндрического и 40% солярового масла), обладающим следующими свойствами:

плотность при 15 °С887 кг/м³;
 вязкость условная при 50°С3,7°;
 температура вспышки190°С;
 температура воспламенения230°С;
 температура загустения – 65°С.

Вместо висцинового масла может применяться подобное ему, например веретенное № 2, смесь турбинных масел № 22 и 46, цилиндрическое или парфюмерное масло. Очищающая способность фильтра, смоченного маслом, в 30 раз выше, чем сухого фильтра. О загрязнении фильтра свидетельствует увеличение его сопротивления. При достижении сопротивления, в два раза превышающего начальное сопротивление чистого фильтра, производится его промывка.

5.3. ПРОМЕЖУТОЧНЫЕ И КОНЦЕВЫЕ ХОЛОДИЛЬНИКИ

Промежуточные и конечные холодильники служат для снижения температуры сжатого воздуха. Промежуточные холодильники, охлаждающие воздух между ступенями компрессора, необходимы для снижения энергопотребления при сжатии и в большинстве случаев входят в конструкцию компрессоров. Устройства и методы расчета промежуточных холодильников такие же, как и у конечных.

Конечные холодильники необходимы для снижения потерь давления сжатого воздуха при его охлаждении в воздухопроводе. Также высокая температура воздуха приводит к повышенному содержанию паров масла и воды в нем, что вызывает загрязнение и коррозию воздухопроводов и устройств-потребителей сжатого воздуха.

Холодильники выполняются как кожухотрубные теплообменники или по типу «теплообменник труба в трубе». Сжатый воздух идет по трубам, охлаждающая вода – по межтрубному пространству. Холодильники типа «ХК» – кожухотрубные вертикальные, типа «ВОК» – кожухотрубные горизонтальные с маслоотделителем (рис. 5.3).

Таблица 5.3

Характеристики конечных холодильников*

Тип	Расход воздуха при нормальных условиях, м ³ /с (м ³ /мин)	Поверхность охлаждения, м ²	Избыточное давление, МПа		Температура воздуха, °С		Масса, кг
			воздуха	воды	на входе	на выходе	
ХК-50	0,83 (50)	14	0,784	0,294	145	60	1040
ХК-100	1,67 (100)	34					1460
ВОК-250	4,17 (250)	100	0,196	140	140	35	1685
ВОК-500	8,33 (500)	180					2740

*Средняя цена холодильников 1 руб/кг веса (в ценах 1990 г.).

Для выбора холодильника первоначально рассчитывается количество отбираемой теплоты в холодильнике q_x , Дж/кг (см. подразд. 1.7). Затем определяется среднелогарифмический температурный напор Δt и поверхность теплообмена F :

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, F = \frac{q_x M}{\alpha \Delta t}, \quad (5.12)$$

где α – коэффициент теплопередачи, $\alpha = 70 \dots 250$ Вт/м²·К (большее значение применяется для новых холодильников); M – массовая подача воздуха, кг/с; Δt_6 и Δt_m – температурные напоры на входе и выходе холодильника:

$$\Delta t_6 = T_2 - (t' + 273) \approx T_2 - (t_0 + 283); \quad \Delta t_m = T_3 - (t'' + 273) \approx 5^\circ\text{C}, \quad (5.13)$$

где T_2 и T_3 – температура воздуха до и после холодильника, К; t' и t'' – температура воды до и после холодильника, °С (см. рис. 1.11); t_0 – температура окружающей среды, °С.

Выбранный холодильник должен обеспечивать как найденную площадь теплообмена, так и заданный расход воздуха.

5.4. ВЛАГОМАСЛОУДЕЛИТЕЛИ

Влагомаслоотделители (табл. 5.4) удаляют из сжатого воздуха взвешенные частицы масла и влаги, которые, как отмечалось выше, приводят к коррозии и загрязнению воздухопроводов и воздухоиспользующих устройств. Удаление взвешенных частиц основано на действии на них сил инерции или центробежных сил. Для этого струя воздуха ударяется об отбойные пластины или с большой скоростью пропускается через пористый наполнитель (рис. 5.4). Чаще всего влагомаслоотделители выполняются в виде циклонных сепараторов или фильтров с наполнителем.

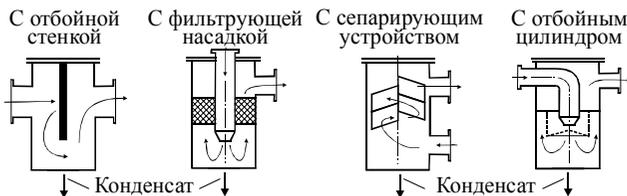


Рис. 5.4. Принцип действия влагомаслоотделителей

Таблица 5.4

Характеристики маслоотделителей*

Тип	Объем, м ³	Масса, кг	Цена, руб. (1990 г.)
В-0,1	0,1	310	310
В-0,25	0,25	420	420
В-0,50	0,5	620	620
В-0,63	0,63	650	650
В-1,0	1,0	840	840
В-1,6	1,6	890	890
В-3,2	3,2	1090	1090

* Избыточные давление 0,8 МПа; температура воздуха – 25...200°C.

Объем маслоотделителя $V_{\text{ВМО}}$ принимается в 2...3 раза больше объема последней ступени поршневого компрессора и может быть рассчитан по выражению

$$V_{\text{ВМО}} = k \sqrt{Q_{0i}}, \quad (5.14)$$

где k – коэффициент, равный 0,06 ... 0,12 при давлении воздуха до 12 МПа и 0,017 – свыше 12 МПа; Q_{0i} – подача воздуха на входе в ступень компрессора, предшествующую маслоотделителю, м³/с, может быть определена по выражению

$$Q_{0i} = Q_0 \frac{T_{0i} p_0}{T_0 p_{0i}}, \quad (5.15)$$

где Q , T , p – расход (м³/с), температура (К) и давление воздуха, индекс «0» относится ко входу в компрессор, индекс «0i» – ко входу в ступень компрессора, предшествующую влагомаслоотделителю (рис. 5.5).

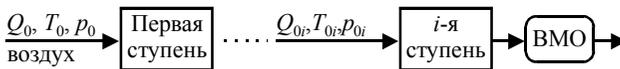


Рис. 5.5. К расчету объема влагомаслоотделителя ВМО

5.5. УСТАНОВКИ ДЛЯ ОСУШКИ СЖАТОГО ВОЗДУХА

Установки для осушки сжатого воздуха предназначены для удаления из воздуха водяных паров, что необходимо по технологическим требованиям к сжатому воздуху для предотвращения коррозии и загрязнения

воздухопроводов и воздухоиспользующих агрегатов. Воздух частично очищается во влагомаслоотделителях и воздухоотборниках. Но часто этого бывает недостаточно, и поэтому в компрессорных станциях, особенно при давлении воздуха свыше 6 МПа, необходимо применять специальные установки для осушки. При небольшой и средней производительности по воздуху используется адсорбционная осушка (рис. 5.6), при большой производительности – осушка в холодильных установках.

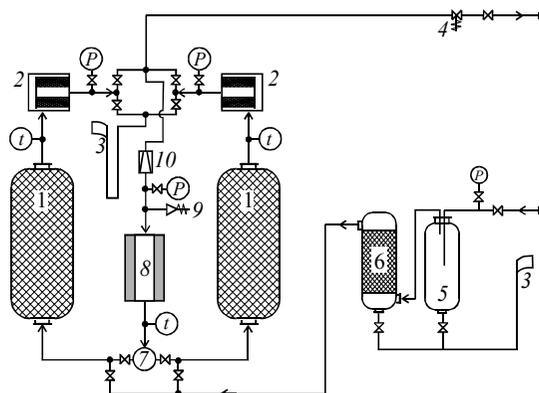


Рис. 5.6. Установка для осушки воздуха:

1 – баллон с алюмогелем для осушки воздуха; 2 – керамический фильтр для очистки воздуха от частиц адсорбента; 3 – продувочная линия; 4 – регулятор давления; 5 – предварительный водоотделитель; 6 – предварительный маслоотделитель с керамическим фильтром; 7 – терморегулятор; 8 – электрический подогреватель; 9 – предохранительный клапан; 10 – дросселирующий вентиль для регулирования давления; (P) – манометр; (t) – термометр

В большинстве случаев для осушки используются адсорбционные фильтры с твердыми адсорбентами, обычно алюмогелем (табл. 5.5).

В адсорбентах влага поглощается высокопористой поверхностью вещества. Адсорбционная способность снижается с повышением температуры, поэтому для регенерации адсорбента, то есть освобождения его от накопленной влаги, адсорбенты нагревают. Установки для осушки воздуха (рис. 5.6) включают два адсорбционных фильтра, работающих периодически. Один из фильтров осушает воздух, часть очищенного воздуха (2...3% от общего расхода) отбирается, нагревается в электроподогревателе до температуры 260°C и с избыточным давлением 0,03...0,15 МПа подается во второй фильтр.

Таблица 5.5

Характеристики адсорбентов

Название	Состав	Содержание влаги в воздухе после адсорбции, г/кг (точка росы, °С)	Насыпная плотность, кг/м ³
Алюмогель	92% Al ₂ O ₃ и 8% примесей, имеет вид гранул размером 3...6 мм	0,007 (– 64)	800...950 (пористость слоя гранул 50%)
Силикагель	По составу близок к кварцевому песку	0,011 (– 52)	700 ± 20
Цеолит	Природные или искусственные минералы, состоящие из силикатов натрия, кальция, калия	0,004 (– 70)	700 ± 15

После регенерации адсорбента влажный воздух выбрасывается в атмосферу через продувочную линию. Переключение между баллонами со сменой рабочего и регенерирующего фильтров происходит через 8...12 часов работы, при этом сама регенерация происходит в течение 3 часов, а остальное время адсорбент охлаждается. После 1...2 месяцев работы адсорбент в фильтрах заменяется.

Часто для повышения надежности осушительные установки выполняют по двухступенчатой схеме, где в первой ступени в качестве адсорбента используется силикагель, а во второй – алюмогель.

Адсорбционные установки для осушки воздуха представлены в табл. 5.6.

Таблица 5.6

Характеристика установок осушки воздуха*

Тип	Расход воздуха, м ³ /с (м ³ /мин)	Масса адсорбента, кг	Потребляемая мощность, кВт	Масса, кг
УОВ-10	0,17 (10)	350	9...12	1340
УОВ-20	0,33 (20)	700	22...24	1800
УОВ-30	0,5 (30)	1050	30...34	2430
УОВ-100	1,67 (100)	2240	87...90	8740

* Избыточное давление воздуха 0,7...0,8 МПа; температура – 25...200 °С.

5.6. РЕСИВЕРЫ (ВОЗДУХОСБОРНИКИ)

Ресиверы (воздухосборники) предназначены для сглаживания колебаний давления в сети и накопления запаса воздуха. Также в ресиверах происходит дополнительная конденсация масла и воды.

Пульсации давления воздуха в сети бывают при работе поршневых компрессоров, а также при включении и отключении потребителей. Они снижают производительность компрессора и ведут к перерасходу энергии, затрачиваемой на сжатие воздуха. Объем ресивера V_p , м³, необходимый для предотвращения пульсации давления, определяется по формуле

$$V_p = 12,4 \sqrt{V_{\max}}, \quad (5.16)$$

где V_{\max} – максимальная производительность компрессорной станции (компрессора), м³/с.

Если ресивер нужен для накопления воздуха, его объем должен обеспечивать падение давления после отдачи необходимого количества воздуха $V_{\text{акк}}$ не более чем на величину Δp (обычно $\Delta p = 0,03 \dots 0,05$ МПа):

$$V_p = \frac{V_{\text{акк}}}{\Delta p} \cdot \frac{T_{\text{сж}}}{T_0}, \quad (5.17)$$

где $T_{\text{сж}}$ и T_0 – температура сжатого воздуха и окружающей среды, К.

Таким образом объем ресивера в этом случае должен более чем в 25 раз превышать объем накапливаемого воздуха $V_{\text{акк}}$. Объем $V_{\text{акк}}$ равен превышению нагрузки сети над производительностью компрессорной станции, умноженному на время превышения. Его расчет аналогичен расчету объема накопительных емкостей системы водоснабжения.

Ресиверы относятся к устройствам, работающим под давлением. Поэтому они устанавливаются за пределами здания компрессорной станции на фундаменте на расстоянии не менее 2,5 м от ее стен и не менее 10 м от дорог. Желательно устанавливать их в затемненном месте и окрашивать в светлый цвет, чтобы предотвратить повышение давления газа при нагреве ресивера солнцем.

Ресиверы выполняются в виде отдельного вертикального баллона или группы (секции) баллонов. Высота баллонов в 2...2,7 раза выше их диаметров. Подвод сжатого воздуха производится в среднюю часть, вывод – из верхней части. В нижней части ресивера находится спускной кран для отвода конденсата воды и масла, который необходимо открывать не мене трех раз за смену, а также перед пуском и после остановки компрессора. Ресивер оборудуется также двумя предохранительными

клапанами, обычно рассчитанными на давление, превышающее на 10% требуемое давление воздуха в сети.

Промышленностью выпускаются ресиверы, представленные на рис. 5.7 и в табл. 5.7.

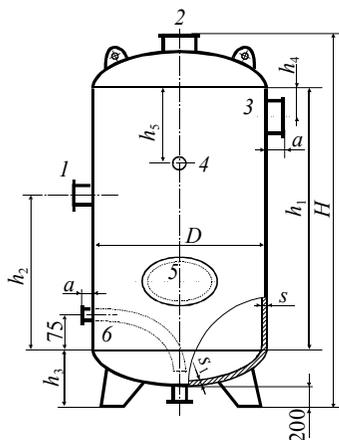


Рис. 5.7. Воздухосборник (ресивер):

1 – впускной патрубок; 2 – патрубок предохранительного клапана; 3 – выпускной патрубок; 4 – патрубок манометра; 5 – люк; 6 – патрубок-вентиль для продувки сосуда

Таблица 5.7

Характеристики ресиверов (воздухосборников)*

Тип	P-2	P-3	P-5	P-6,5	P-8	P-10	P-16	P-20
Объем, м ³	2	3	5	6,5	8	10	16	20
Размеры, м:								
<i>D</i>	1,000	1,200	1,400	1,400	1,600	1,600	1,800	2,000
<i>H</i>	3,090	3,180	4,030	4,750	4,604	5,600	6,915	6,955
<i>h</i> ₁	2,235	2,235	2,980	3,720	3,480	4,470	5,900	5,850
<i>h</i> ₂	1,200	1,300	1,300	1,300	1,750	1,750	2,800	2,600
<i>h</i> ₃	0,476	0,521	0,566	0,566	0,612	0,612	0,612	0,612
<i>h</i> ₄	0,150	0,150	0,150	0,150	0,250	0,250	1,000	1,000
<i>h</i> ₅	0,600	0,600	0,800	0,800	1,650	1,650	2,000	1,600
<i>a</i>	0,100	0,100	0,100	0,110	0,150	0,150	0,150	0,150
<i>s</i> ₁	0,006	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,010	0,010
<i>s</i> ₂	0,008	0,010	0,010	0,010	0,012	0,012	0,014	0,014
Масса, кг	560	900	1300	1500	1770	2125	3680	4235

* Избыточное давление 0,785 МПа; температура воздуха – 25...200°С, средняя цена ресивера 110 руб. на м³ объема (в ценах 1990 г.).

5.7. СИСТЕМА ВОДОСНАБЖЕНИЯ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ

Система охлаждения необходима для повышения эффективности работы компрессоров (при охлаждении газа в промежуточных холодильниках и охладительных рубашках) и для снижения затрат на транспортировку воздуха (при охлаждении газа в конечных холодильниках). Охлаждение может быть воздушным и водяным. Стандарт требует использования для компрессоров водяного охлаждения, но для маломощных компрессоров или при дефиците воды может применяться и воздушное охлаждение.

Система водяного охлаждения может быть выполнена по прямоточной и оборотной схеме. При прямоточной схеме вода, необходимая для охлаждения, забирается из заводского или другого водопровода, а после использования сбрасывается в канализацию. Эта схема применяется для небольших компрессорных станций или для дальнейшего полного использования сбрасываемой теплой воды в производстве.

Для крупных компрессорных станций обычно применяется оборотная система, в которой вода после использования на компрессорной станции охлаждается и используется повторно, то есть происходит ее циркуляция. Обратная схема водоснабжения компрессорной станции включает (рис. 5.8):

- охладительные рубашки на корпусе компрессоров;
- промежуточные и конечные холодильники, представляющие собой кожухотрубчатые теплообменники, где воздух идет по межтрубному пространству;
- систему смазки и устройство охлаждения масла;
- водопроводную сеть;
- насос для перекачки воды;
- устройство охлаждения оборотной воды (брызгательный бассейн или градирни);
- резервный бак для накопления воды объемом, достаточном для охлаждения компрессоров в течение 30 минут; вода из резервного бака должна подаваться к компрессорам самотеком.

Оборотная система выполняется с разрывом или без разрыва струи. В первом случае после компрессоров вода из труб сливается в воронку, соединенную с резервуаром для сбора нагретой воды. Преимуществом разрыва струи является возможность визуального контроля за наличием и температурой воды.

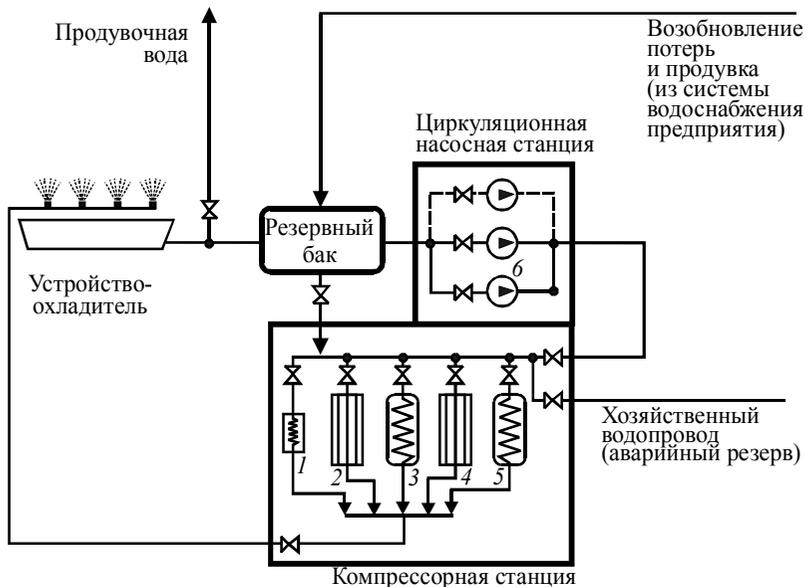


Рис. 5.8. Схема оборотной системы охлаждения:

- 1 – масляный бак со змеевиком охлаждения масла; 2 – цилиндр первой ступени; 3 – промежуточный холодильник; 4 – цилиндр второй ступени; 5 – концевой холодильник; 6 – насосы

Эта схема требует установки дополнительных насосов для доставки нагретой воды из резервуара на устройство-охладитель, а также регулировки насосов для обеспечения одинакового расхода этих насосов и насосов, подающих воду из устройства-охладителя на компрессорную станцию.

Система без разрыва струи более проста и требует меньшего количества насосов, в ней нет резервуара для сбора теплой воды, но для нее необходимо большее количество контролирующих приборов.

Вода, подаваемая в систему охлаждения, не должна содержать механических примесей (допустимая концентрация до $0,025 \text{ кг/м}^3$), которые приводят к износу поверхности теплообмена. Поэтому вода перед подачей в систему должна проходить отстойники или фильтры. Допустимая жесткость воды, циркулирующей в системе – $4,3 \text{ мг·экв/л}$. Жесткость может повышаться из-за испарения воды в устройствах-охладителях, когда все примеси не испаряются, а накапливаются в оставшейся воде. Поэтому в оборотных системах применяют продувку – сброс части оборотной воды с ее заменой свежей водой.

При дефиците или высокой стоимости чистой воды используется двухконтурная система охлаждения – во внутреннем контуре циркулирует вода, охлаждающая компрессоры, которая затем в закрытых кожухотрубных теплообменниках (называемых сухими градирнями) охлаждается водой внешнего контура, к которой требования по жесткости и примесям значительно ниже.

В качестве устройств-охладителей чаще всего применяются брызгательные бассейны, башенные и вентиляторные градирни. Брызгательные бассейны просты в сооружении и дешевы, но степень охлаждения воды в них во многом зависит от внешних условий – температуры воздуха и скорости ветра. Обычно они применяются для крупных компрессорных станций. Башенные градирни могут применяться для станций любой мощности, они обеспечивают стабильное охлаждение, малые потери воды и занимают меньшую площадь, но они более дороги в сооружении и эксплуатации. Вентиляторные градирни применяют при дефиците места или необходимости глубокого охлаждения воды.

Так как из-за уноса и испарения воды вокруг устройств-охладителей повышенная влажность, они устанавливаются на определенном расстоянии от других сооружений (40...50 м для брызгательных бассейнов и 20...25 м для градирен), железных и автодорог (30...80 м для брызгательных бассейнов и 20...40 м для градирен).

Расчет системы водоснабжения компрессорной станции заключается в определении расхода воды для охлаждения, выборе насосов системы охлаждения (обычно используются два рабочих и один резервный), расчете или выборе охлаждающего устройства, определении потерь воды в системе и расхода продувочной воды.

5.8. ПРИМЕР РАСЧЕТА КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ

Цель расчета: по заданной производительности и давлению выбрать компрессоры и вспомогательное оборудование компрессорной станции.

Исходные данные

Производительность: $Q = 8,33 \text{ м}^3/\text{с}$ (500 $\text{м}^3/\text{мин}$).

Развиваемое избыточное давление $p = 8 \text{ кгс}/\text{см}^2$ (784 800 Па).

Число часов работы компрессоров в год $\tau_p = 8760$.

Цена 1 кВт·ч электроэнергии $C_0 = 0,5$ руб.

Цена за 1 кВт установочной мощности $C_{0,\text{уст}} = 1500$ руб.

1. Выбор числа компрессоров

Степень повышения давления в компрессоре

$$\varepsilon = \frac{p + p_{\text{ат}}}{p_{\text{ат}}} = \frac{784\,800 + 101\,300}{101\,300} = 8,75.$$

По необходимому давлению и производительности выбираем поршневые компрессоры. На компрессорной станции устанавливаем компрессоры одинаковой производительности. Общее количество компрессоров должно быть не более 8...12. В данном случае возможны два варианта установки компрессоров.

1-й вариант – 5 компрессоров 4ВМ10 100/8Т суммарной производительности 500 м³/с и один резервный.

2-й вариант – 10 компрессоров 2ВМ10 50/8 суммарной производительности 500 м³/с и один резервный.

Произведем предварительный расчет приведенных затрат. Цены на оборудование принимаем за 1990 г. с использованием коэффициента инфляции $k_{\text{и}} = 10$. Вначале рассчитаем приведенные затраты для первого варианта.

А. Оборудование

Число компрессоров:

– работающих $m_{\text{р}} = 5$;

– общее $m = 6$.

Стоимость компрессоров ($C_{\text{к}}$ – цена одного компрессора):

$$C_{\text{к}} = m \cdot k_{\text{и}} \cdot C_{\text{к}} = (5 + 1) \cdot 10 \cdot 35\,000 = 2\,100\,000 \text{ руб.}$$

Стоимость электродвигателей СДК2-17-2612-12К44 ($C_{\text{эд}}$ – цена одного электродвигателя)

$$C_{\text{эд}} = m \cdot k_{\text{и}} \cdot C_{\text{эд}} = (5 + 1) \cdot 10 \cdot 11\,670 = 700\,200 \text{ руб.}$$

Стоимость пусковой арматуры (20% от стоимости электродвигателей)

$$C_{\text{п}} = 0,2 C_{\text{эд}} = 0,2 \cdot 700\,200 = 140\,040 \text{ руб.}$$

В выбранном типе компрессора отсутствует концевой холодильник. Устанавливаем охладитель ХК-100 стоимостью 1460 руб. или с учетом инфляции 14 600 руб. Стоимость всех холодильников

$$C_{\text{х}} = 6 \cdot 14\,600 = 87\,600 \text{ руб.}$$

Для монтажа и ремонта компрессоров в здании компрессорной станции необходимо установить кран-балку. Принимаем кран-балку грузоподъемностью 3 т (по массе самой тяжелой части компрессора) стоимостью 600 руб. или с учетом инфляции

$$C_{\text{кб}} = 600 \cdot 10 = 6\,000 \text{ руб.}$$

Для предварительного определения стоимости насосов используем средние нормы расхода охлаждающей воды выбранного компрессора, составляющие в сумме для промежуточного и конечного холодильников 7,8 л/с (28 м³/ч). По всем 5 компрессорам расход составит 140 м³/ч. Принимая сопротивление системы охлаждения 2 м, водопроводной линии 20 м, давление перед соплами брызгательного бассейна 50 кПа (5 м), определяем напор насоса 27 м или с учетом 10% запаса – 30 м.

Выбираем два насоса К–100–32 стоимостью 602 руб. каждый. С учетом одного резервного насоса, стоимости пусковой аппаратуры, контрольных приборов, автоматики и водопроводной арматуры (50% от стоимости насосов) стоимость насосной станции в ценах 1990 г. составит 2 709 руб. или с учетом инфляции 27 090 руб.

В целом стоимость оборудования

$$C_{\text{об}} = 2\,100\,000 + 700\,200 + 140\,040 + 87\,600 + 6\,000 + 27\,090 = \\ = 3\,060\,930 \text{ руб.}$$

Примем стоимость монтажа оборудования в 20% от его стоимости

$$C_{\text{м}} = 0,2 \cdot 3\,060\,930 = 612\,186 \text{ руб.}$$

Примем транспортные расходы в 10% от стоимости оборудования

$$C_{\text{м}} = 0,1 \cdot 3\,060\,930 = 306\,093 \text{ руб.}$$

Б. Здание компрессорной станции

Объем здания определяем по габаритам компрессоров. Выбираем двухрядное поперечное расположение с шестью компрессорами в одном ряду. Габариты одного компрессора с приводом:

- длина $5 + 1,5 = 6,5$ м;
- ширина 4,6 м;
- высота 3,03 м.

Расстояние между компрессорами 1,5 м, между компрессорами и стенами – 1 м, между рядами компрессоров – 2 м.

Длина машинного зала $L = 3 \cdot 4,6 + (3-1) \cdot 1,5 + 2 = 18,8$ м.

Ширина машинного зала $B = 6,5 \cdot 2 + 2 + 2 = 17$ м.

Высота здания $H = 3,03 + 3,5 = 6,83$ м.

Площадь машинного зала $S = 18,8 \cdot 17 = 319,6$ м².

Дополнительно учитываем бытовые помещения площадью 50 м², вспомогательные помещения площадью 10 м², помещения для электрооборудования и трансформаторов площадью 50 м², помещение воздухозаборного устройства площадью 15 м² и помещение насосной

заборного устройства площадью 15 м^2 и помещение насосной станции системы охлаждения площадью 10 м^2 . Общая площадь компрессорной станции $S = 450 \text{ м}^2$.

Объем компрессорной станции $V = 450 \cdot 6,36 = 2939 \text{ м}^3$.

Нормативная стоимость строительства 1 м^3 здания компрессорной станции 25 руб. (1990 г.), исходя из этого стоимость здания:

$$C_{\text{зд}} = 2939 \cdot 10 \cdot 25 = 734\,350 \text{ руб.}$$

Стоимость фундаментов принимаем в размере 10% от стоимости компрессоров:

$$C_{\text{зд}} = 0,1 \cdot 2\,100\,000 = 210\,000 \text{ руб.}$$

В. Брызгательный бассейн

В среднем на охлаждение $1 \text{ м}^3/\text{ч}$ воды приходится 3 м^2 брызгательного бассейна. Отсюда приблизительная площадь брызгательного бассейна 420 м^2 . Стоимость сооружения 1 м^2 бассейна составляет 25 руб., или с учетом инфляции 250 руб. Таким образом, стоимость брызгательного бассейна

$$C_{\text{б}} = 420 \cdot 250 = 105\,000 \text{ руб.}$$

Г. Капитальные затраты

$$\begin{aligned} KЗ &= 3\,060\,930 + 612\,186 + 306\,093 + 734\,750 + \\ &+ 210\,000 + 105\,000 = 5\,028\,959 \text{ руб.} \end{aligned}$$

Амортизационные отчисления для компрессорных станций принимаются в размере 8% от капитальных затрат:

$$C_{\text{а}} = 0,08 \cdot 5\,028\,959 = 402\,317 \text{ руб/год.}$$

Д. Плата за электроэнергию

Мощность, потребляемую одним компрессором, рассчитаем по его массовой производительности

$$M = Q \cdot \rho / m_p = 8,33 \cdot 1,293 / 5 = 2,16 \text{ кг/с}$$

и работе изотермического сжатия

$$I_{\text{из}} = R \cdot T_0 \cdot \ln(\epsilon) = 287 \cdot 273 \ln 8,75 = 169\,948 \text{ Дж/кг.}$$

Принимая средний для поршневых компрессоров изотермический КПД $\eta_{\text{из}} = 0,8$ и механический КПД $\eta_{\text{м}} = 0,9$, получаем мощность компрессора

$$N = \frac{M \cdot I}{\eta_{\text{из}} \cdot \eta_{\text{м}}} = \frac{2,16 \cdot 169\,948}{0,8 \cdot 0,9} = 509\,844 \text{ Вт} = 509,8 \text{ кВт.}$$

На компрессор 4ВМ10 100/8Т устанавливается двигатель мощностью 630 кВт. Степень загрузки электродвигателя $509,8/630 = 0,81$. Отсюда КПД электродвигателя $\eta_3 = 0,93$. Используем КПД передачи $\eta_{п} = 0,98$ и электросети $\eta_с = 0,95$.

Затраты электроэнергии рассчитываем по двухставочному тарифу. Затраты на электроэнергию, потребляемую компрессорами составят

$$З_{жк} = \frac{\Pi_3 \cdot N \cdot m_p \cdot \tau_p}{1000 \cdot \eta_3 \cdot \eta_{п} \cdot \eta_с} = \frac{0,5 \cdot 509\,844 \cdot 5 \cdot 8760}{1000 \cdot 0,93 \cdot 0,98 \cdot 0,95} = 12\,895\,815 \text{ руб/год.}$$

Плата за установочную мощность

$$З_{з\text{у}} = \Pi_{3, \text{уст}} \cdot N_3 \cdot m / 1000 = 1500 \cdot 630\,000 \cdot 6 / 1000 = 5\,670\,000 \text{ руб/год.}$$

Суммарная плата за электроэнергию

$$З_3 = 12\,895\,815 + 5\,670\,000 = 18\,565\,815 \text{ руб/год.}$$

Дополнительные текущие затраты

Затраты на ремонт принимаем в размере 50% от амортизационных отчислений:

$$З_p = 0,5 \cdot З_a = 0,5 \cdot 402\,317 = 201\,159 \text{ руб/год.}$$

Затраты на вспомогательные материалы и работу системы охлаждения принимаем в размере 3% от стоимости электроэнергии

$$З_{всп} = 0,03 \cdot З_3 = 0,03 \cdot 18\,565\,815 = 566\,974 \text{ руб/год.}$$

Затраты на заработную плату принимаются из расчета суммы окладов персонала, выплачиваемых за год, с добавлением 50% на дополнительную заработную плату и учетом начислений на зарплату. Устанавливаем штатное расписание компрессорной станции численностью четыре человека (мастер и три машиниста). Фонд заработной платы

$$З_{пл} = (1+3/7) \cdot (1+0,5) \cdot 12 \cdot (4000+3 \cdot 3000) = 334\,286 \text{ руб/год.}$$

Общие текущие затраты

$$\begin{aligned} TЗ &= 402\,317 + 18\,565\,815 + 201\,159 + 566\,974 + 334\,286 = \\ &= 20\,060\,551 \text{ руб/год.} \end{aligned}$$

Приведенные затраты

$$E = TЗ + 0,15 \cdot KЗ = 20\,060\,551 + 0,15 \cdot 5\,028\,959 = 20\,814\,894 \text{ руб/год.}$$

Сводим результаты расчета в табл. 5.8, туда же помещаем результаты расчета по остальным рассматриваемым вариантам. Как видно из табл. 5.8, первый вариант является более экономически выгодным.

Таблица 5.8

Сравнительный расчет приведенных затрат

Статья (параметр)	Вариант 1	Вариант 2
Число компрессоров		
– общее	6	11
– рабочих	5	10
Тип:		
– компрессоров	4ВМ10 100/8Т	2ВМ10 50/8
– электродвигателей	СДК2-17-2612-12К44	СДК2-17-24-12К44
– концевых холодильников	ХК-100	ХК-50
– насосов	К-100-32	К-100-32
Стоимость, руб.:		
– компрессоров	2 100 000	2 497 000
– электродвигателей	700 200	832 700
– пусковой аппаратуры	140 040	166 540
– концевых холодильников	87 600	114 400
– кран-балки	6 000	6 000
– насосной станции	27 090	27 090
Всего оборудования	3 060 930	3 643 730
Стоимость монтажа, руб.	612 186	728 746
Транспортные расходы, руб.	306 093	364 373
Объем здания, м ³	2939	3625
Площадь брызгательного бассейна, м ²	420	450
Стоимость, руб.:		
– здания	734 750	906 250
– фундамента	210 000	249 700
– брызгательного бассейна	105 000	112 500
Капитальные затраты КЗ, руб.	5 028 959	6 005 299
Амортизационные отчисления, руб/год	402 317	480 424
Потребляемая мощность, Вт	509 844	254 922
Затраты на электроэнергию, руб/год		
– потребляемую	12 895 815	13 035 987
– установочную	5 670 000	5 280 000
– общие	18 565 815	18 315 987
Затраты, руб/год		
– на ремонт	201 158	240 212
– вспомогательные	556 974	549 480
– на заработную плату	334 286	334 286
Текущие затраты ТЗ, руб/год	20 060 551	19 920 388
Приведенные затраты Е, руб/год	8 038 042	8 993 357

2. Расчет фактической мощности компрессора

В результате экономического расчета на компрессорной станции устанавливаются пять рабочих и один резервный компрессор 4ВМ10 100/8Т. Характеристики компрессора:

- производительность 100 м³/мин;
- степень повышения давления 8;
- частота вращения 500 об/мин;
- ход поршня 0,22 м;
- диаметры поршня:
- первой ступени 0,62 м;
- второй ступени 0,37 м;
- мощность электродвигателя 630 000 Вт
- тип электродвигателя СДК2-17-2612-12К44.

Выбранный компрессор является двухцилиндровым, степень повышения давления в каждом цилиндре

$$\epsilon_i = \sqrt{\epsilon} = \sqrt{8,75} = 2,96.$$

Абсолютное давление на входе в компрессор равно атмосферному:

$$p_1 = 101\,300 \text{ Па.}$$

Абсолютное давление на входе во вторую ступень

$$p' = \epsilon_i p_{\text{ат}} = 2,96 \cdot 101\,300 = 299\,848 \text{ Па.}$$

Абсолютное давление на выходе из компрессора $p_2 = 886\,100 \text{ Па}$.

Скорость поршня $v_{\text{п}} = X \cdot n_{\text{пр}} = 0,5 \cdot 0,22 \cdot (500/60) = 0,92 \text{ м/с}$.

Внутренняя удельная работа в первой ступени:

– коэффициент потерь давления при всасывании

$$\delta_{\text{вс}} = 0,108 \frac{\rho_0 \cdot v_{\text{п}}^2}{p_1^{0,3}} = 0,108 \frac{1,293 \cdot 0,92^2}{101\,300^{0,3}} = 0,0037;$$

– коэффициент потерь давления при нагнетании

$$\delta_{\text{наг}} = 0,0457 \frac{\rho_0 \cdot v_{\text{п}}^2}{(p')^{0,3}} = 0,108 \frac{1,293 \cdot 0,92^2}{299\,848^{0,3}} = 0,0027;$$

– внутренняя работа первой ступени

$$l_{i1} = RT_0 \left[\frac{k}{k-1} \left(\epsilon_i^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + \delta_{\text{вс}} + \delta_{\text{наг}} \cdot \epsilon_i^{\frac{k-1}{k}} \right] =$$

$$= 287 \cdot 273 \cdot \left[\frac{1,4}{1,4-1} \left(2,96^{1,4} - 1 \right) + 0,0037 + 0,0027 \cdot 2,96^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right] = 100\,260 \text{ Дж/кг.}$$

Внутренняя удельная работа второй ступени:

– коэффициент потерь давления при всасывании

$$\delta_{\text{вс}} = 0,108 \frac{\rho_0 \cdot v_{\text{п}}^2}{(p')^{0,3}} = 0,108 \frac{1,293 \cdot 0,92^2}{299\,848^{0,3}} = 0,0027;$$

– коэффициент потерь давления при нагнетании

$$\delta_{\text{нар}} = 0,0457 \frac{\rho_0 \cdot v_{\text{п}}^2}{p_2^{0,3}} = 0,0457 \frac{1,293 \cdot 0,92^2}{886\,100^{0,3}} = 0,0019;$$

– температура на входе во вторую ступень (принимаем на 15° выше температуры окружающей среды)

$$T' = T_0 + 15 = 288 \text{ К};$$

– внутренняя работа второй ступени

$$l_{i2} = R T' \left[\frac{k}{k-1} \left(\epsilon_i^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + \delta_{\text{вс}} + \delta_{\text{нар}} \cdot \epsilon_i^{\frac{k-1}{k}} \right] =$$

$$= 287 \cdot 288 \cdot \left[\frac{1,4}{1,4-1} \left(2,96^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) + 0,0027 + 0,0019 \cdot 2,96^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right] =$$

$$= 105\,596 \text{ Дж/кг.}$$

Внутренняя работа компрессора

$$l_i = l_{i1} + l_{i2} = 100\,260 + 105\,596 = 205\,856 \text{ Дж/кг.}$$

Массовая подача через компрессор

$$M = \rho \cdot \frac{Q}{m_p} = 1,293 \cdot \frac{8,33}{5} = 2,15 \text{ кг/с.}$$

Мощность на валу компрессора учитывает механические потери

$$N = \frac{l_i \cdot M}{\eta_m} = \frac{205\,856 \cdot 2,15}{0,9} = 491\,767 \text{ Вт} = 491,8 \text{ кВт.}$$

Оценим изотермический КПД компрессора, для этого рассчитаем изотермическую работу сжатия

$$l_{\text{из}} = RT_0 \ln \epsilon = 287 \cdot 273 \ln 8,75 = 169\,948 \text{ Дж.}$$

Отсюда изотермический КПД компрессора

$$\eta_{\text{вз}} = \frac{I_{\text{вз}}}{I_i} = \frac{169\,948}{205\,856} = 0,83.$$

Мощность, потребляемая электродвигателем компрессора, учитывает КПД передачи и электродвигателя. Для муфты $\eta_{\text{п}} = 0,98$. КПД электродвигателя определим с учетом его мощности и степени загрузки $491\,767/630\,000 = 0,78$. Отсюда КПД электродвигателя $\eta_{\text{э}} = 0,86$. Мощность, потребляемая электродвигателем, при этом

$$N_3 = \frac{N}{\eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{э}}} = \frac{491,8}{0,98 \cdot 0,86} = 583 \text{ кВт.}$$

По новой нагрузке двигателя уточняем его степень загрузки, определяем новый КПД $\eta_{\text{э}} = 0,94$ и по нему уточняем мощность:

$$N_3 = \frac{N}{\eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{э}}} = \frac{491,8}{0,98 \cdot 0,94} = 534 \text{ кВт.}$$

Уточняем затраты на электроэнергию, потребляемую компрессорами:

$$З_{\text{э}} = \frac{\text{Ц}_{\text{э}} \cdot N \cdot m_{\text{р}} \cdot \tau_{\text{р}}}{1000 \cdot \eta_{\text{э}} \cdot \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{с}}} = \frac{0,5 \cdot 491\,767 \cdot 5 \cdot 8760}{1000 \cdot 0,94 \cdot 0,98 \cdot 0,95} = 12\,306\,256 \text{ руб/год.}$$

Суммарная плата за электроэнергию

$$З_3 = 12\,306\,256 + 5\,670\,000 = 17\,976\,256 \text{ руб/год.}$$

3. Выбор дополнительного оборудования

Дополнительное оборудование выбираем по общему расходу воздуха на компрессорной станции $8,33 \text{ м}^3/\text{с}$ ($500 \text{ м}^3/\text{мин}$) и расходу через один компрессор $8,33/5 = 1,67 \text{ м}^3/\text{с}$ ($100 \text{ м}^3/\text{мин}$).

После каждого компрессора устанавливается концевой холодильник ХК-100.

Характеристики холодильника:

- расход воздуха $100 \text{ м}^3/\text{мин}$;
- поверхность охлаждения 34 м^2 ;
- стоимость (1990 г.) 1460 руб.

Воздушные фильтры воздухозаборного устройства выбираем по общему расходу воздуха с учетом коэффициента запаса 1,7:

- тип $\Phi 100$;
- расход воздуха $100 \text{ м}^3/\text{мин}$;
- цена (1990 г.) 1760 руб.;
- количество 9.

Влагомаслоотделители устанавливаем после каждого компрессора. Температуру на входе во вторую ступень принимаем на 15°C выше температуры окружающей среды. Необходимый объем влагомаслоотделителя

$$V_{\text{ВМО}} = 0,1 \sqrt{\frac{Q \cdot T' \cdot p_0}{T_0 \cdot p'}} = 0,1 \sqrt{\frac{1,67 \cdot 288 \cdot 101 \cdot 300}{273 \cdot 299 \cdot 848}} = 0,08 \text{ м}^3.$$

По рассчитанному объему выбираем влагомаслоотделитель:

- типВ-0,1;
- объем0,1 м³;
- цена (1990 г.)310 руб.

Ресивер после поршневых компрессоров необходим для снижения пульсаций давления в сети. Поэтому объем ресивера рассчитываем по максимальной нагрузке на компрессорную станцию (которая определяется через коэффициент неодновременности β):

$$V_p = 12,4 \sqrt{Q_{\text{макс}}} = 12,4 \sqrt{Q_{\text{к}} / \beta} = 12,4 \sqrt{8,33 / 0,9} = 37,7 \text{ м}^3.$$

По этому объему выбираем ресивер Р-20. Схема ресивера представлена на рис. 5.7, а размеры – в табл. 5.7. Стоимость ресивера 2200 руб. (1990 г.).

Схема компрессорной станции с одной из шести линий представлена на рис. 5.9.

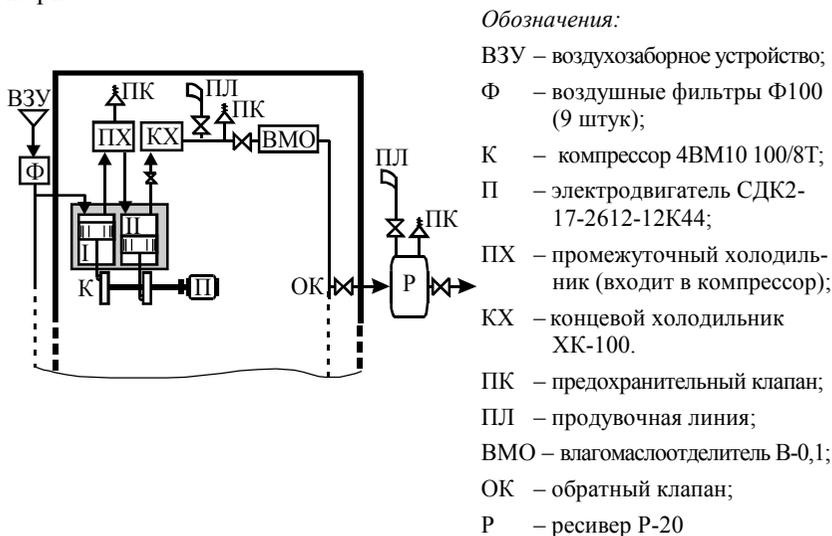


Рис. 5.9. Схема компрессорной станции

4. Расчет системы охлаждения компрессоров

Система охлаждения компрессора представлена на рис. 5.8, а обозначения температур газа и воды по ступеням – на рис. 5.10.

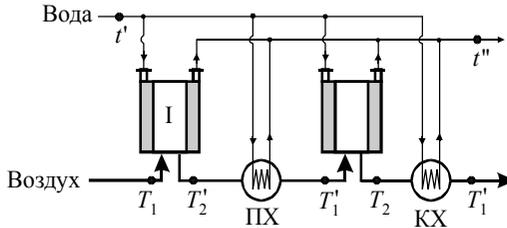


Рис. 5.10. Обозначение температур воды и воздуха

А. Расчет расход воды на охлаждение

Степень сжатия в одной ступени $\epsilon_i = 2,96$. Показатель политропы сжатия в компрессоре $n = 1,2$.

Температуры воздуха:

– на входе в первую ступень T_1

$$T_1 = 273 \text{ К};$$

– на выходе из первой ступени T'_2

$$T'_2 = T_1 \epsilon^n = 273 \cdot 2,96^{\frac{1,2-1}{1,2}} = 327 \text{ К (54°C)};$$

– на выходе из холодильников T'_1

$$T'_1 = T_1 + 25 = 298 \text{ К};$$

– на выходе из второй ступени T_2

$$T_2 = T'_1 \epsilon^{\frac{n-1}{n}} = 298 \cdot 2,96^{\frac{1,2-1}{1,2}} = 357 \text{ К (84°C)}.$$

Количество тепла, отбираемое в охлаждающих рубашках:

– в первой ступени

$$q_{c1} \approx \frac{1-n/k}{n-1} c_p (T'_2 - T_1) = \frac{1-1,2/1,4}{1,2-1} 1,009 (327-273) = 38,9 \text{ кДж/кг};$$

– во второй ступени

$$q_{c2} \approx \frac{1-n/k}{n-1} c_p (T_2 - T'_1) = \frac{1-1,2/1,4}{1,2-1} 1,009 (357-298) = 49,7 \text{ кДж/кг}.$$

Тепло, отбираемое в холодильниках:

– в промежуточном

$$q_{x1} \approx c_p (T'_2 - T'_1) = 1,009 \cdot (327 - 298) = 29,3 \text{ кДж/кг.}$$

– в конечном

$$q_{x2} \approx c_p (T_2 - T'_1) = 1,009 \cdot (357 - 298) = 59,5 \text{ кДж/кг.}$$

Тепло, отбираемое в целом по компрессору

$$q = q_{c1} + q_{c2} + q_{x1} + q_{x2} = 38,9 + 49,7 + 29,3 + 59,5 = 177,4 \text{ кДж/кг.}$$

Удельный расход воды на охлаждение

$$g = \frac{q}{c_B \cdot \Delta t} = \frac{177,400}{4,19 \cdot 10} = 0,00423 \text{ кг/кг} \approx 0,00547 \text{ кг/м}^3 \text{ (5,5 л/м}^3\text{)}.$$

Расход воды на охлаждение по компрессорной станции

$$G = Q \cdot g = 8,33 \cdot 0,00547 = 0,0456 \text{ м}^3/\text{с} = 164 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Проверяем, обеспечивает ли выбранный конечной холодильник требуемую степень охлаждения. Температура воды на входе в холодильник превышает температуру окружающей среды на 10°C, а на выходе – на 20°C. Температурный напор на входе в холодильник

$$\Delta t_6 = 356 - 283 = 73 \text{ К.}$$

Температурный напор на выходе из холодильника

$$\Delta t_M = 298 - 293 = 5 \text{ К.}$$

Средний температурный напор

$$\Delta t = \frac{73 - 5}{\ln \frac{73}{5}} = 25 \text{ К.}$$

Необходимая поверхность теплообмена:

$$F = \frac{1000 \cdot q \cdot M}{\alpha \cdot \Delta t} = \frac{1000 \cdot 58,5 \cdot 2,15}{250 \cdot 25} = 20 \text{ м}^2.$$

Таким образом холодильник обеспечивает необходимое охлаждение.

Б. Выбор насосов системы охлаждения

Для выбора насосов рассчитаем сопротивление оборотной линии. Диаметр водопровода определим по оптимальной скорости воды, кото-

рая для нагнетательных линий составляет 1,5...2,5 м/с, примем 2 м/с.
Диаметр труб

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,046}{\pi \cdot 2}} = 0,17 \text{ м.}$$

По внутреннему диаметру выбираем стандартную трубу $159 \times 4,5$ мм с внутренним диаметром 0,15 м и площадью сечения $S = 0,25\pi d^2 = 0,01766 \text{ м}^2$. Скорость воды в трубе

$$v = Q/S = 0,046/0,01766 = 2,6 \text{ м/с.}$$

Сопrotивление линии включает следующие составляющие:

– Сопrotивление системы охлаждения (1,5...3 м): $H_{\text{кc}} = 2 \text{ м}$.

– Высота подъема, представляющая геодезическую разность высот между соплами брызгательного бассейна (башенной градирни) и уровнем воды в накопительном резервуаре. Обычно для градирен расстояние от сопел до воды составляет до 10 м, для брызгательного бассейна – 0...2 м: $H_{\text{под}} = 2 \text{ м}$.

– Необходимое давление перед соплами устройства охлаждения

$$H_{\text{доп}} = 50 \text{ кПа} = 5,1 \text{ м.}$$

– Сопrotивление трубопровода (местные сопrotивления приняты в размере 10% от сопrotивления трения труб

$$H_{\text{в}} = 1,1 \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{Q^2}{2g S^2}.$$

Критерий Рейнольдса при движении воды в трубах

$$\text{Re} = \frac{\rho v d}{\mu} = \frac{1000 \cdot 2,6 \cdot 0,15}{1,792 \cdot 10^{-3}} = 217 \text{ 600.}$$

Коэффициент трения $\lambda = 0,12$ определяем по номограмме при $\epsilon = 0,67$.

Длину трубопровода определим из нормативного удаления брызгательного бассейна от здания компрессорной станции $L = 60 \text{ м}$.

Сопrotивление трубопровода

$$H_{\text{в}} = 1,1 \cdot 0,12 \frac{60}{0,15} \cdot \frac{0,046^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,01766^2} = 18,3 \text{ м.}$$

Сопrotивление сети

$$H_{\text{с}} = H_{\text{кc}} + H_{\text{под}} + H_{\text{доп}} + H_{\text{в}} = 2+2+5,1+18,3 = 27,4 \text{ м.}$$

Насос выбираем по следующим параметрам:

- подача 164 м³/ч;
- напор 30 м (с учетом запаса 10%).

Выбран следующий насос:

- тип К-100-32;
- количество 2 (и один резервный);
- мощность 11,3 кВт;
- частота вращения 2900 об/мин;
- цена (1990 г.) 602 руб.

Принимая дополнительные затраты в размере 50% от стоимости насосов (без учета здания и монтажа), получаем стоимость оборудования насосной станции в сумме 2 709 руб.

В. Расчет брызгательного бассейна

Используем брызгательный бассейн с винтовыми центробежными соплами. Расход воды через одно сопло V_c определим через коэффициент сопла $k = 2,3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с} \cdot \text{Па}^{0,5}$ и сопротивление сопла $\Delta p = 50 \text{ кПа}$:

$$V_c = k \sqrt{\Delta p} = 2,3 \cdot 10^{-5} \sqrt{50\ 000} = 0,00514 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Общее количество сопел

$$m = Q / V_c = 0,048 / 0,00514 = 9.$$

Примем три ряда по три сопла в каждом и следующие расстояния:

- между рядами 10 м;
- между соплами в ряду 3 м;
- от крайних сопел до стенки 10 м;
- глубина бассейна 1,5 м.

Геометрические размеры бассейна:

- длина $L = (3-1) \cdot 3 + 2 \cdot 10 = 26 \text{ м}$;
- ширина $B = (3-1) \cdot 10 + 2 \cdot 10 = 40 \text{ м}$ (должно быть < 50 м);
- площадь $S = 26 \cdot 40 = 1040 \text{ м}^2$;
- объем $V = 1040 \cdot 1,5 = 1560 \text{ м}^3$.

Запас воды в бассейне составляет при требовании менее 2...2,5 часов:

$$\tau_3 = V / Q_b = 1560 / 164 = 9,5 \text{ часа}.$$

Стоимость брызгательного бассейна (1990 г.) – 26 000 руб.

Г. Потребление воды компрессорной станцией

Оборотная система охлаждения потребляет воду из системы водоснабжения предприятия для возобновления потерь и продувки. Коэффициент потерь воды из-за ее испарения в брызгательном бассейне $k_{\text{исп}} = 0,0014$ (при температуре воздуха 20°C).

Брызгательный бассейн должен охлаждать воду на $\Delta t = 10^{\circ}\text{C}$. Отсюда доля потерь испарением

$$d_{\text{исп}} = k_{\text{исп}} \cdot \Delta t = 0,0014 \cdot 10 = 0,014.$$

Коэффициент уноса для брызгательных бассейнов невысокой производительности составляет $d_{\text{ун}} = 0,02$.

Примем, что жесткость воды из системы водоснабжения $X_0 = 1$ мг·экв/л. Максимальная допустимая жесткость оборотной воды $X_{\text{об}} = 4,3$ мг·экв/л. Отсюда доля продувочной воды

$$d_{\text{пр}} = \frac{X_0}{(X_{\text{об}} - X_0)} d_{\text{исп}} - d_{\text{ун}} = \frac{1}{4,3 - 1} \cdot 0,014 - 0,02 = -0,016.$$

Таким образом, продувка не требуется, так как при возобновлении потерь производится подпитка свежей водой в объеме, достаточном для снижения жесткости.

Общий объем воды, забираемый компрессорной станцией из системы водоснабжения

$$Q_{\text{кв}} = (d_{\text{исп}} + d_{\text{ун}}) Q = (0,014 + 0,02) \cdot 164 = 5,6 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

5. Техничко-экономические показатели компрессорной станции

Составляем таблицу затрат по компрессорной станции с учетом уточненных данных по оборудованию и потребляемой электроэнергии и коэффициента инфляции (табл. 5.9).

Таблица 5.9

Затраты по компрессорной станции

Статья	Сумма
<i>Капитальные затраты, руб.</i>	
Оборудование:	
– компрессоры	2 100 000
– электродвигатели	700 200
– пусковая аппаратура	140 040
– концевые холодильники	87 600
– воздушные фильтры	158 400

Статья	Сумма
– влагомаслоотделители	18 600
– ресивер	22 000
– кран-балка	6 000
– насосная станция	27 090
Всего оборудования	3 259 930
Монтаж оборудования	651 986
Транспортные расходы	325 993
Сооружения:	
– здание станции	734 750
– фундаменты компрессоров	210 000
– брызгательный бассейн	260 000
Всего капитальных затрат	5 460 443
<i>Текущие затраты, руб/год</i>	
Амортизационные отчисления	435 413
Затраты на электроэнергию	
– потребляемую	17 976 256
– установочную	5 670 000
– общие	23 646 256
Затраты на ремонт	217 706
Затраты на вспомогательные материалы и работу системы охлаждения	709 388
Фонд заработной платы	334 286
Всего текущих затрат	25 343 049

Годовая выработка сжатого воздуха

$$Q_{\text{год}} = Q_{\text{кс}} \cdot \tau_{\text{г}} = 8,33 \cdot 3600 \cdot 8760 = 262\,694\,880 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Удельный расход сжатого воздуха

$$Q_{\text{уд}} = Q_{\text{год}} / G_{\text{г}} = 262\,694\,880 / 1\,000\,000 = 263 \text{ м}^3/\text{т.}$$

Годовой расход электроэнергии по компрессорной станции

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = \frac{N \cdot m_{\text{р}} \cdot \tau_{\text{р}}}{1000 \cdot \eta_{\text{э}} \cdot \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{с}}} = \frac{491\,767 \cdot 5 \cdot 8760}{1000 \cdot 0,86 \cdot 0,98 \cdot 0,95} = 29\,661\,234 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{год.}$$

Удельный расход электроэнергии на выработку сжатого воздуха

$$\mathcal{E}_{\text{уд}} = \mathcal{E}_{\text{год}} / Q_{\text{год}} = 29\,661\,234 / 262\,694\,880 = 0,11 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3.$$

Себестоимость сжатого воздуха

$$C = T3 / Q_{\text{год}} = 25\,343\,049 / 262\,694\,880 = 0,096 \text{ руб}/\text{м}^3.$$

ПРИЛОЖЕНИЕ. ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

Тема: Проектирование систем воздухообеспечения и технического водоснабжения промышленного предприятия.

Задание

Предприятие производит строительные материалы, годовой выпуск продукции $G_{\text{год}}$ (табл. П1). На предприятии оборотная система водоснабжения, водозабор осуществляется из природного открытого источника. Насосной станцией первого подъема вода подается на станцию очистки природной воды, а затем в накопительные емкости, откуда насосными станциями второго подъема – потребителям.

Таблица П1

Варианты исходных данных курсового проекта

№	$G_{\text{год}}$ тыс. т	p , кгс/см ²	Высота, м		Расстояние, м						
			H_1	H_2	L_1	L_2	L_3	X_1	X_2	X_3	X_4
1	1460	6,1	3,3	36,4	300	1990	520	1000	250	430	1350
2	2000	5,6	3,1	42,3	410	2230	590	1180	420	530	1380
3	1130	5,7	5,4	41,8	280	1740	370	1940	330	580	1410
4	1960	5,4	4,4	42,0	420	2040	550	650	330	490	1790
5	1490	5,9	3,9	27,7	310	2000	340	1700	430	420	1120
6	1520	6,5	4,9	30,0	480	1270	370	1240	200	520	1010
7	1780	6,2	4,9	26,4	380	2440	390	1340	330	320	1830
8	1820	6,5	3,5	31,3	330	1010	340	1630	460	550	1040
9	1820	5,1	4,9	41,6	400	1560	380	1280	290	490	1530
10	1530	5,5	4,2	26,5	460	1590	330	1900	480	550	1970
11	1260	5,8	4,9	31,1	420	1440	540	1670	310	580	1150
12	1720	5,0	3,0	42,5	450	2010	340	1490	460	630	1450
13	1210	5,8	4,4	29,9	370	1960	580	910	240	600	1400
14	1920	5,5	2,2	27,5	350	1490	530	840	460	480	1030
15	1980	5,7	5,3	38,3	480	1600	470	1780	350	590	1340
16	1280	6,1	4,5	41,8	450	2080	440	1750	350	580	1650
17	1140	6,4	3,2	38,4	390	1810	430	970	360	590	1930
18	1330	6,2	3,7	32,8	310	2500	590	1570	350	670	1370
19	1190	5,7	5,8	34,4	330	2470	380	1390	370	450	1500

№	$G_{\text{год}}$, тыс. т	ρ , кгс/см ²	Высота, м		Расстояние, м						
			H_1	H_2	L_1	L_2	L_3	X_1	X_2	X_3	X_4
20	1330	5,9	2,7	32,7	350	1010	570	1390	420	310	1410
21	1600	5,5	3,1	43,2	340	2090	350	630	330	350	1690
22	1610	6,2	2,2	30,6	310	1730	460	1440	210	450	1950
23	1930	5,6	4,7	42,6	360	1810	310	1430	270	630	1610
24	1390	5,2	3,2	26,4	350	1700	530	1270	270	360	1780
25	1670	6,2	5,5	41,9	250	2310	530	1450	430	310	1100
26	1200	4,4	5,1	25,7	270	2080	360	1720	340	620	1790
27	1240	6,1	2,5	35,3	330	2180	430	930	280	310	1180
28	1890	4,6	5,4	39,4	320	1420	320	1630	350	420	1770
29	2000	5,1	4,8	41,8	320	1040	590	1490	360	550	1780
30	1200	5,5	2,1	27,6	430	2030	560	1430	380	370	1090

Трассировка линии первого подъема представлена на рис. П1. Давление на выходе из линии – атмосферное.

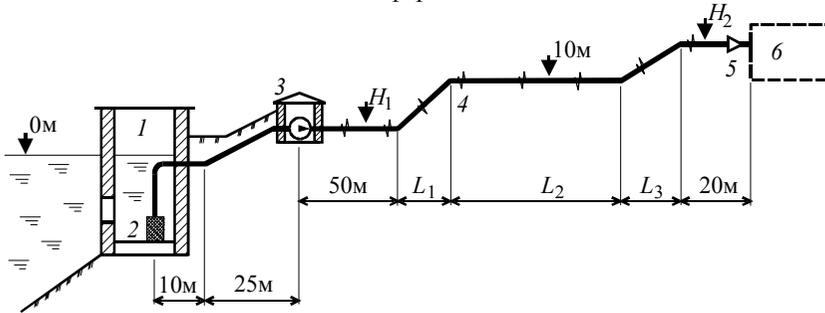


Рис. П1. Трассировка водопроводной линии первого подъема:

1 – приемный колодец; 2 – приемный клапан с сеткой (коэффициент сопротивления $\xi = 6$); 3 – насосная станция первого подъема (арматура на трубопроводах не указана); 4 – компенсаторы температурного расширения ($\xi = 0,3$, устанавливаются через 500 м); 5 – обратный клапан ($\xi = 2$); 6 – станция очистки природной воды; L – длина участков в плане; H – высота над уровнем воды (табл. П1).

Потребители технической воды на предприятии представлены в табл. П2. Проектный расход воды в линии первого подъема определяется при одновременном подключении всех потребителей.

Потребители технической воды

Потребитель	Норма расхода воды на 1 т продукции $q_{\text{норм}}$, M^3	Продолжительность работы оборудования τ , ч/год
Сырьевой цех:		
– помол сырья	0,2	8760
– приготовление шлама	0,8	5760
Возобновление потерь системы охлаждения компрессорной станции	(Рассчитывается по производительности компрессорной станции)	8760

За станцией очистки необходимо установить накопительные емкости для компенсации суточного потребления воды, график которого представлен на рис. П2.

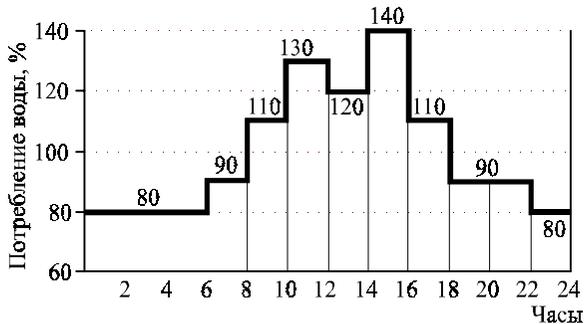


Рис. П2. Суточное потребление воды

Система воздухообеспечения включает компрессорную станцию, воздухопроводные линии и оборотный чистый цикл водяного охлаждения компрессоров. Воздухопроводная сеть представлена на рис. П3.

Требуемое давление сжатого воздуха у потребителей – p (табл. П1). Нормы расхода сжатого воздуха технологическими потребителями представлены в табл. П3, список оборудования механического цеха – в табл. П4. Система оборотного охлаждения компрессоров включает водопроводную линию, насосную станцию и брызгательный бассейн.

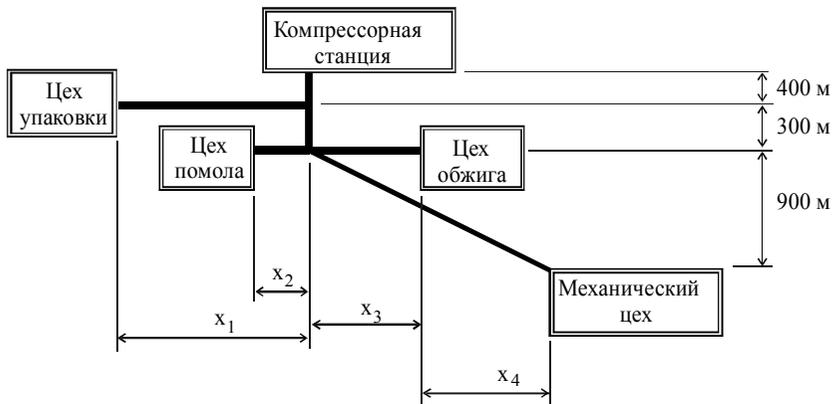


Рис. П3. Воздухопроводная сеть

Таблица П3

Потребители сжатого воздуха

Потребитель	Норма расхода сжатого воздуха $q_{уд. i}$, $\text{м}^3/\text{т}$	Время работы $\tau_{\text{раб } i}$, ч/год
Цех упаковки	10 .. 20*	5760
Цех помола	20 ... 40*	8760
Цех помола	5 ... 15*	8760

Таблица П4

Оборудование механического цеха

Потребитель	Количество	Норма расхода при непрерывно работающем оборудовании, $\text{м}^3/\text{мин}$
Пресс для клепки	5	5...10*
Молот рубильный	8	5...10*
Пневмоподъемник	3	2...5*

* Задание уточняется у преподавателя

Содержание курсового проекта приведено в табл. П5.

Перечень разделов проекта и их содержание

№	Наименование	Содержание раздела
–	Титульный лист и задание	
–	Введение	Задачи систем технического водоснабжения и воздухообеспечения промышленного предприятия
1	Проектирование водопроводной линии первого подъема	
1.1	Расчет расхода воды и объема накопительных емкостей	Определение годового и максимального часового расхода воды на предприятии. Расчет объема накопительных емкостей по максимальному расходу воды и графику суточного потребления
1.2	Выбор оптимального диаметра трубопровода	Гидравлический расчет и вывод уравнения сети, выбор оптимального диаметра трубопровода, обеспечивающего минимум приведенных затрат
1.3	Выбор оборудования насосной станции	На основе технико-экономического расчета выбор количества и типа насосов, определение их режима работы при максимальном потреблении воды, разработка схемы водозаборного устройства и насосной станции
1.4	Расчет регулирования подачи	Расчет приведенных затрат при регулировании различными способами на расход воды 75, 50 и 25% от максимального, выбор варианта, требующего наименьших затрат при всех расходах
2	Проектирование системы воздухообеспечения	
2.1	Расчет расхода воздуха и воздухопроводной сети	Определяется расход воздуха у потребителей и потери в воздухопроводах, расход воздуха на участках воздухопровода, по оптимальной скорости принимается диаметр труб, рассчитывается толщина стенок труб, определяются развиваемое давление и производительность компрессорной станции
2.2	Выбор оборудования компрессорной станции	На основе технико-экономического расчета выбор числа и типа компрессоров, расчет фактического режима работы компрессоров, определение схемы компрессорной станции, выбор дополнительного оборудования станции, разработка схемы компрессорной станции
2.4	Расчет оборотной системы охлаждения компрессоров	Расчет расхода воды на охлаждение компрессоров, расчет сопротивления линии охлаждения, выбор насосов, расчет брызгательного бассейна, определение потерь и расхода продувочной воды

№	Наименование	Содержание раздела
3	Технико-экономические показатели систем водоснабжения и воздухообеспечения	Годовая производительность по технической воде и сжатому воздуху, годовой и удельный расход электроэнергии, удельные расходы и себестоимость технической воды и сжатого воздуха
	Библиографический список	

Графическая часть содержит два чертежа формата А1 (выбираются по указанию преподавателя):

1. Разрез насоса, выбранного для насосной станции первого подъема. Разрез выполняется в масштабе, на нем указываются размеры, приведенные в каталоге. Также на чертеже строится характеристика насоса (напор, мощность и КПД в зависимости от подачи) и указываются технические данные насоса (масса, номинальная мощность привода и др.).

2. Схема системы водоснабжения (без соблюдения масштаба). Указывается вся арматура, в том числе и внутри насосной станции. На трубопроводах указывается их длина и диаметр, а также расход и скорость воды при максимальной подаче. Для насосов указывается их тип и потребляемая мощность. Строится напорная характеристика сети.

3. Разрез компрессора, выбранного для системы воздухообеспечения, с указанием его основных размеров и технических данных.

4. Схема системы воздухообеспечения (без соблюдения масштаба). Указывается вся арматура на воздухопроводах, а также вспомогательное оборудование. На участках воздухопроводов указывается их длина, диаметр, сопротивление участка, скорость воздуха и потери воздуха. Для каждого потребителя указывается расход и давление воздуха. Для компрессоров и вспомогательного оборудования указывается их тип, для компрессоров – потребляемая мощность. Схема воздухообеспечения включает оборотную схему водяного охлаждения компрессоров, на которой указываются тип насосов и потребляемая ими мощность, диаметр трубопровода, расход и скорость воды, параметры брызгательного бассейна и потери воды в нем.

Требования к оформлению пояснительной записки

1. Пояснительная записка оформляется на одной стороне листов формата А4, листы нумеруются и сшиваются в папку.

2. Титульный лист включает: название учебного учреждения и кафедры, где выполнялся проект; название проекта и дисциплины; номер группы и фамилию студента; должность и фамилию контролирующего преподавателя; город и год выполнения. После титульного листа помещаются разделы согласно табл. П5.

3. Заголовки разделов нумеруются и выделяются в тексте. Расположение заголовка внизу страницы без текста после него не допускается.

4. Правила оформления формул:

а) перед формулой указывается название рассчитываемой величины;

б) сначала приводится общий вид формулы, затем условные обозначения заменяются на численные значения, после чего приводится результат и его размерность;

в) формулы нумеруются (нумерация сквозная, на правой границе текста);

г) после формулы расшифровываются условные обозначения, входящие в нее, и указывается источник числовых данных (расшифровка не приводится, если она есть для формул, расположенных непосредственно перед данной, а источник данных не указывается, если значение получено непосредственно перед формулой).

Пример оформления формул:

Потери давления из-за сопротивление вентиля

$$\Delta p = \xi \frac{v^2}{2} \rho = 20,3 \cdot \frac{5^2}{2} \cdot 1000 = 253\,750 \text{ Па} = 253,7 \text{ кПа}, \quad (26)$$

где ξ – коэффициент сопротивления, принят согласно [2]; v – скорость воды, м/с, рассчитана по (3); ρ – плотность воды, кг/м³.

Если по одной формуле проводится серия вычислений, приводится общий вид формулы с расшифровкой, а затем – расчет величин по каждому варианту.

5. Рисунки нумеруются и подписываются, в текст включается ссылка на рисунок (расположенная до рисунка).

Пример оформления рисунка:

Схема оборотной системы водяного охлаждения компрессорной установки представлена на рис. 2.

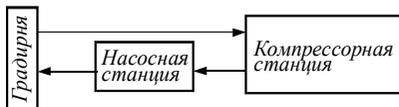


Рис. 2. Схема охлаждения

6. Таблицы нумеруются, на следующей строке приводится заголовок таблицы, после этого располагается сама таблица.

Пример оформления таблицы:

Таблица 5

Стоимость насосов

<i>Тип</i>	<i>Стоимость, тыс. руб.</i>
...	...
<i>КЖ-100/25</i>	<i>100 000</i>
...	...

7. Список литературы нумеруется и оформляется согласно ГОСТ .
Пример оформления приведен в библиографическом списке пособия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Учебная литература

1. **Трубаев П. А., Беседин П. В.** Практикум по гидравлическим машинам и компрессорам: Учеб. пособие. – Белгород: Изд-во БелГТАСМ, 2001. – 108 с.
2. **Черкасский В. М.** Насосы, вентиляторы, компрессоры (любое издание).

Дополнительная и справочная литература

3. Тепловые и атомные электрические станции: Справочник / Под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 624 с.; – То же. – 2-е изд. – М., 1990 г. (серия «Теплоэнергетика и теплотехника, кн. 3).
4. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник / Под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 588 с. (серия «Теплоэнергетика и теплотехника, кн. 4).
5. **Михайлов А. К., Ворошилов В. П.** Компрессорные машины. – М.: Энергоатомиздат, 1989.
6. **Рахмилевич З. З.** Компрессорные установки: Справочное издание для рабочих. – М.: Химия, 1989. – 272 с.

Оглавление

Введение	3
1. Теория компрессорных машин	3
1.1. Характеристики и типы компрессоров.....	3
1.2. Термодинамика процесса сжатия.....	5
1.3. Уравнение сохранения энергии процесса сжатия	11
1.4. КПД и мощность компрессора.....	13
1.5. Охлаждение газа в компрессоре.....	14
1.6. Многоступенчатое сжатие	16
1.7. Расчет расхода воды на охлаждение.....	17
2. Объемные компрессоры	20
2.1. Конструкции поршневых компрессоров	20
2.2. Индикаторная диаграмма поршневого компрессора	26
2.3. Подача поршневого компрессора	28
2.4. Мощность поршневого компрессора.....	30
2.5. Многоступенчатые поршневые компрессоры и допустимая степень сжатия.....	33
2.6. Регулирование поршневых компрессоров	35
2.7. Роторные компрессоры.....	38
2.8. Винтовые компрессоры	39
3. Динамические компрессоры (турбокомпрессоры)	41
3.1. Характеристики лопастных компрессоров и их пересчет	41
3.2. Регулирование лопастных компрессоров.....	46
3.3. Центробежные компрессоры.....	48
3.4. Осевые компрессоры.....	51
4. Системы воздухообеспечения промышленных предприятий.....	53
4.1. Состав системы воздухообеспечения и компрессорных станций	53
4.2. Основные типы потребителей сжатого воздуха	57
4.3. Приближенный расчет расхода воздуха у потребителей.....	60
4.4. Уточненный расчет расхода воздуха у потребителей.....	61
4.5. Производительность компрессорной станции и потери воздуха в сети	64
4.6. Расчет воздухопроводной сети.....	65
4.7. Пример расчета воздухопроводной сети.....	70

5. Оборудование компрессорных станций.....	80
5.1. Выбор компрессоров системы воздухообеспечения	80
5.2. Воздухозаборное устройство и фильтры для очистки воздуха.....	84
5.3. Промежуточные и конечные холодильники	87
5.4. Влагомаслоотделители.....	88
5.5. Установки для осушки сжатого воздуха	89
5.6. Ресиверы (воздухосборники).....	92
5.7. Система водоснабжения компрессорной станции.....	94
5.8. Пример расчета компрессорной станции	96
Приложение. Задание на курсовой проект	112
Библиографический список	119

Учебное издание

ТРУБАЕВ Павел Алексеевич

БЕСЕДИН Павел Васильевич

ГРИШКО Борис Михайлович

ПРОЕКТИРОВАНИЕ
СИСТЕМ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Редактор Г. Н. Афонина

Корректор В. А. Дегтярева

Изд. лиц. ИД № 00434 от 10.11.99 г.

Подписано в печать . . .01.

Формат 60×84 ¹/₁₆. Усл. печ. л. 7,0

Уч.-изд. л. 7,6. Тираж 100 экз.

Заказ

Цена

Отпечатано в Белгородской государственной
технологической академии строительных материалов

308012, г. Белгород, ул. Костюкова, 46